

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-002466

(43)Date of publication of application : 09.01.2002

(51)Int.Cl.

B60T 8/30

B60T 8/00

B60T 13/68

(21)Application number : 2000-179727

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

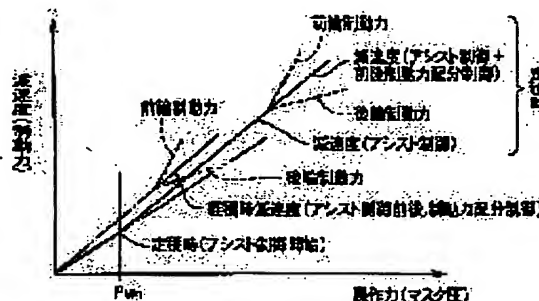
(22)Date of filing : 15.06.2000

(72)Inventor : ISONO HIROSHI

(54) BRAKE SYSTEM, METHOD OF DETECTING LOAD CONDITION, AND METHOD OF CONTROLLING FLUID PRESSURE**(57)Abstract:**

PROBLEM TO BE SOLVED: To restrain change of a relation between a brake operation amount by a driver and decelerations before and after front and rear braking force distribution control is started, so as to reduce unfamiliar feeling for the driver.

SOLUTION: In the front and rear braking force distribution control, brake fluid pressure of rear wheels is restrained with respect to fluid pressure of a pressure device although brake fluid pressure of front wheels is brought to a level same to the fluid pressure of the pressure device. A ratio of the rear wheel brake fluid pressure to the front wheel brake fluid pressure is controlled to be brought close to a value expressed by an ideal braking force distribution line. Since the fluid pressure of the rear wheel is restrained with respect to the fluid pressure of the pressure device, the relation between the brake operation amount by the driver and the decelerations is changed before and after the front and rear braking force distribution control is started. As to this point, the fluid pressure of the pressure device is increased in accompaniment to the start of the front and rear braking force distribution control to reduce the unfamiliar feeling for the driver before and after the control.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

15.09.2006

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-2466

(P2002-2466A)

(43) 公開日 平成14年1月9日 (2002.1.9)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード* (参考)
B 6 0 T	8/30	B 6 0 T	H 3 D 0 4 5
	8/00		C 3 D 0 4 6
	13/68		3 D 0 4 8

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2000-179727 (P2000-179727)

(22) 出願日 平成12年6月15日 (2000.6.15)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 磯野 宏

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100079669

弁理士 神戸 典和 (外2名)

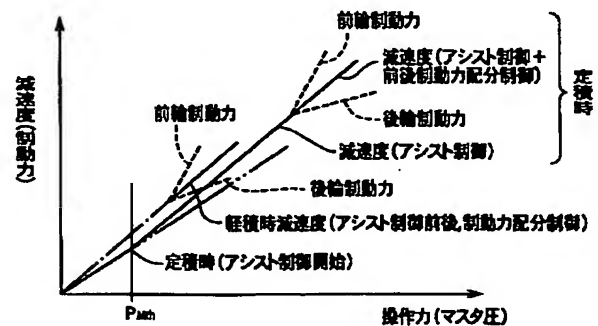
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキ装置、積載状態検出方法および液圧制御方法

(57) 【要約】

【課題】 前後制動力配分制御の開始前後における運転者によるブレーキ操作量と減速度との関係の変化を抑制し、運転者の違和感を軽減する。

【解決手段】 前後制動力配分制御においては、前輪のブレーキ液圧が加圧装置の液圧と同じに高さにされるのに対して、後輪のブレーキ液圧は加圧装置の液圧に対して抑制される。後輪のブレーキ液圧の前輪のブレーキ液圧に対する比率が、理想制動力配分線で表される値に近づくように制御される。このように、後輪のブレーキ液圧が加圧装置の液圧に対して抑制されるため、前後制動力配分制御の開始前後において運転者によるブレーキ操作量と減速度との関係が変化する。それに対して、前後制動力配分制御の開始に伴って加圧装置の液圧が増大させられれば、制御の前後における運転者の違和感を軽減することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】作動液を加圧するとともに、その液圧を制御可能な加圧装置と、
その加圧装置と複数のブレーキシリンダの少なくとも 1 つとの間にそれぞれ設けられ、自身に対応するブレーキシリンダの液圧を制御する複数の制御弁装置と、
これら複数の制御弁装置の少なくとも 1 つを制御することによって、その制御弁装置に対応するブレーキシリンダの液圧を、前記加圧装置の液圧に対して抑制する個別液圧制御装置と、
その個別液圧制御装置による制御の開始に伴って前記加圧装置の液圧を増大させる加圧装置制御装置とを含むことを特徴とするブレーキ装置。

【請求項 2】前記個別液圧制御装置が、後輪のブレーキシリンダに対応する制御弁装置を制御することによって、後輪のブレーキシリンダの液圧を前輪のブレーキシリンダの液圧に対して抑制する前後制動力配分制御部を含み、
前記加圧装置制御装置が、前記車両の積載状態に基づいて前記加圧装置の液圧を制御する積載状態対応制御部を含む請求項 1 に記載のブレーキ装置。

【請求項 3】作動液を加圧するとともに、その液圧を制御可能な加圧装置と、
その加圧装置に接続されたブレーキシリンダと、
当該ブレーキ装置が搭載された車両の積載状態を検出する積載状態検出装置と、
その積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて前記加圧装置を制御する加圧装置制御装置とを含むことを特徴とするブレーキ装置。

【請求項 4】前輪のブレーキシリンダの液圧と後輪のブレーキシリンダの液圧とがほぼ同じで、かつ、予め定められた高さである状態における、前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づいて車両の積載状態を検出する積載状態検出方法。

【請求項 5】前輪のブレーキシリンダの液圧と後輪のブレーキシリンダの液圧とがほぼ同じで、かつ、予め定められた高さである状態における、前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づいて車両の積載状態を検出する積載状態検出工程と、
その積載状態検出工程において検出された車両の積載状態に基づいて前記前輪と後輪との少なくとも一方のブレーキシリンダの液圧を制御する積載状態対応液圧制御工程とを含む液圧制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はブレーキ装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】特開平 10-310044 号公報には、加圧装置としてのマスタシリンダと、マスタシリンダと

前輪、後輪のブレーキシリンダとの間にそれぞれ設けられた複数の制御弁装置と、制御弁装置のうちのマスタシリンダと後輪のブレーキシリンダとの間に設けられたものを制御することによって、後輪のブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧に対して減圧する個別液圧制御装置とを含むブレーキ装置が記載されている。このブレーキ装置においては、個別液圧制御装置の制御により後輪のブレーキシリンダの液圧が前輪のブレーキシリンダの液圧に対して抑制される前後制動力配分制御が行われることになる。その結果、車両の路面から得られる制動力を最大限に利用することができる。しかし、後輪のブレーキシリンダの液圧が抑制される場合には、この後輪のブレーキシリンダの液圧の抑制の前後において、運転者によるブレーキ操作部材の操作ストローク、操作力等のブレーキ操作量と車両減速度との関係が変わるため、運転者が違和感を感じるがあった。

【0003】

【発明が解決しようとする課題、課題解決手段および効果】そこで、本発明の課題は、少なくとも 1 つのブレーキシリンダの液圧が加圧装置の液圧に対して抑制制御される場合における運転者の違和感を軽減し得るようにすることにある。上記課題は、ブレーキ装置を下記各態様の構成のものとすることによって解決される。各態様は、請求項と同様に、項に区分し、各項に番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用する形式で記載する。これは、本発明の理解を容易にするためであり、本明細書に記載の技術的特徴およびそれらの組み合わせが以下の各項に限定されると解釈されるべきではない。また、1 つの項に複数の事項が記載されている場合、常に、すべての事項を一緒に採用しなければならないものではなく、一部の事項のみを取り出して採用することも可能である。

(1) 作動液を加圧するとともに、その液圧を制御可能な加圧装置と、その加圧装置と複数のブレーキシリンダの少なくとも 1 つとの間にそれぞれ設けられ、自身に対応するブレーキシリンダの液圧を制御する複数の制御弁装置と、これら複数の制御弁装置の少なくとも 1 つを制御することによって、その制御弁装置に対応するブレーキシリンダの液圧を、前記加圧装置の液圧に対して抑制する個別液圧制御装置と、その個別液圧制御装置による制御の開始に伴って前記加圧装置の液圧を増大させる加圧装置制御装置とを含むことを特徴とするブレーキ装置（請求項 1）。本項に記載のブレーキ装置においては、個別液圧制御装置による抑制制御の開始に伴って加圧装置の液圧が増大させられる。加圧装置の液圧が、個別液圧制御装置による抑制制御が行われない場合の液圧より増大させられるのであり、それによって、抑制制御の前後における運転者によるブレーキ操作量と車両減速度との関係の変化を抑制することができ、運転者の違和感を軽減することができる。制御弁装置は、1 つのブレーキ

シリンダに対応してそれぞれ設けられたものであっても、2つ以上のブレーキシリンダに共通に設けられたものであってもよい。個別液圧制御装置による制御としては、アンチロック制御、前後制動力配分制御、左右制動力配分制御、制動中のピークルスタビリティ制御等が該当し、いずれの制御が行われる場合においても本発明を適用することができるが、これらの制御が行われることに起因する運転者の違和感が問題になる制御において適用されるのが望ましい。例えば、前後制動力配分制御、左右制動力配分制御、制動中のピークルスタビリティ制

御等の開始に伴って加圧装置の液圧が増大させられれば、これらの制御に起因する運転者の違和感を軽減することができる、有効である。

(2) 前記加圧装置が、(a) 加圧ピストンに加えられる入力に応じた液圧を発生させるマスタシリンダと、(b) パワーピストンに加えられる入力を、動力式液圧源の液圧を利用して倍力して前記加圧ピストンに出力する液圧ブースタと、(c) その液圧ブースタと前記動力式液圧源との間に設けられた電磁液圧制御弁とを含み、前記加圧装置制御装置が、前記電磁液圧制御弁を制御することによって、前記加圧装置の液圧を制御する(1) 項に記載のブレーキ装置。電磁液圧制御弁が制御されれば、液圧ブースタの液圧が制御される。パワーピストンに加えられる入力(例えば、運転者によるブレーキ操作力に対応する大きさである場合が多い)の倍力率が制御され、ブレーキ操作力が同じ場合のマスタシリンダの加圧室の液圧、すなわち、加圧装置の液圧が制御される。なお、加圧装置は、電磁液圧制御弁を含まないものとすることができる。例えば、動力式液圧源が、作動液を加圧するポンプとそのポンプを駆動するポンプモータとを含む場合には、ポンプモータの制御によって、ポンプから吐出される作動液の液圧を制御することができ、液圧ブースタの液圧を制御することができるのである。

(3) 前記加圧装置が、(a) 加圧ピストンに加えられる入力に応じた液圧を発生させるマスタシリンダと、(b) そのマスタシリンダの液圧を、動力式液圧源の液圧を利用して、増圧して出力する増圧装置と、(c) その増圧装置と前記動力式液圧源との間に設けられた電磁液圧制御弁とを含み、前記加圧装置制御装置が、前記電磁液圧制御弁を制御することによって、前記加圧装置の液圧を制

御する(1) 項に記載のブレーキ装置。

(4) 前記加圧装置が、(a) 動力により作動液を加圧して出力する動力式液圧源と、(b) その動力式液圧源の液圧を制御可能な電磁液圧制御弁とを含み、前記加圧装置制御装置が、前記電磁液圧制御弁装置を制御することによって、前記加圧装置の液圧を制御する(1) 項に記載のブレーキ装置。加圧装置は、マスタシリンダを含まないものであってもよい。この場合においては、電磁液圧制御弁の制御により、加圧装置の液圧をブレーキ操作力に対応する高さに制御することができる。加圧装置はアキ

ュムレータを含むものであってもよい。

(5) 前記個別液圧制御装置が、後輪のブレーキシリンダに対応する制御弁装置を制御することによって、後輪のブレーキシリンダの液圧を前輪のブレーキシリンダの液圧に対して抑制する前後制動力配分制御部を含む(1) 項ないし(4) 項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。前後制動力配分制御においては、後輪のブレーキシリンダの液圧が加圧装置の液圧に対して抑制され、前輪のブレーキシリンダには加圧装置の液圧が抑制されないで伝達される。その結果、後輪のブレーキシリンダの液圧が前輪のブレーキシリンダの液圧に対して抑制されることになる。本項に記載のブレーキ装置においては、後輪のブレーキシリンダの液圧抑制開始に伴って加圧装置の液圧が増大させられ、前輪のブレーキシリンダの液圧が増大させられる。

(6) 前記加圧装置制御装置が、前記車両の積載状態に基づいて前記加圧装置の液圧を制御する積載状態対応制御部を含む(1) 項ないし(5) 項のいずれか1つに記載のブレーキ装置(請求項2)。本項に記載のブレーキ装置においては、加圧装置の液圧が積載状態に基づいて制御される。そのため、積載状態が異なることに起因する運転者によるブレーキ操作量と減速度との関係の差を小さくし、運転者の違和感を軽減することができる。

(7) 当該ブレーキ装置が、車両の積載状態を検出する積載状態検出装置と、その積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて、前記個別液圧制御装置と加圧装置制御装置との少なくとも一方が、前記制御弁装置と加圧装置との少なくとも一方を制御する(1) 項ないし(6) 項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。本項に記載のブレーキ装置においては、個別液圧制御装置による制御弁装置の制御や加圧装置制御装置による加圧装置の制御が積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて制御される。積載状態検出装置は、車両の積載状態を段階的に検出するものであっても、連続的に検出するものであってもよい。段階的に検出する装置としては、例えば、車両の積載状態が定積載状態であるか軽積載状態であるかを検出する装置や、積載状態を3段階以上で検出する装置等が該当する。また、連続的に検出装置としては、車両の積載重量を連続的に検出する装置等が該当する。車両の積載重量は、例えば、各車輪に加わる荷重に基づいて検出することができる。

(8) 前記個別液圧制御装置が、前記積載状態検出装置によって検出された車両の積載状態に基づいて決まる時期から、前記後輪のブレーキシリンダの液圧を前記加圧装置の液圧に対して抑制する前後制動力配分制御を開始する(7) 項に記載のブレーキ装置。理想制動力配分線は、車両の積載状態が定積載状態にある場合と軽積載状態にある場合とで異なる。そして、定積載状態にある場合と軽積載状態にある場合とのそれぞれにおいて前輪制動力と後輪制動力との比率を理想制動力配分線で表され

る値に近づけるために、いわゆる折れ点が積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて決定され、折れ点に達した時期から後輪のブレーキシリンダ液圧が前輪のブレーキシリンダ液圧に対して抑制されるようにすることが望ましい。前後制動力配分制御は、マスタシリンダ圧が折れ点に対応する液圧に達した時期から開始されるようにしたり、車両減速度が折れ点に対応する減速度に達した時期から開始されるようにしたりすることができる。

(9) 前記加圧装置制御装置が、前記積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて決まる時期から前記加圧装置の制御を開始する(7)項または(8)項に記載のブレーキ装置。定積載状態にあるとされた場合には軽積載状態にあるとされた場合より、加圧装置の制御が、ブレーキ液圧がより小さい状態から開始されるようにすれば、運転者の感じる違和感を多くの場合において軽減することができる。加圧装置の制御開始時期は、積載状態に応じて段階的に決定されるようにしても、連続的に決定されるようにしてもよい。

(10) 前記加圧装置制御装置が、前記加圧装置の液圧を、前記積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて決まる高さに制御する(7)項ないし(9)項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。定積載状態にあるとされた場合には軽積載状態にあるとされた場合より、加圧装置の液圧を高くして、ブレーキシリンダの液圧を高くすれば、定積載状態にある場合と軽積載状態にある場合とで、運転者の違和感を軽減することができる。例えば、加圧装置の目標液圧がブレーキ操作状態に基づいて決定される場合において、積載状態が考慮されて決定されるようにすることができる。ブレーキ操作状態が同じである場合において、定積載状態にある場合には軽積載状態にある場合より目標液圧が高い値に決定されるようにするのである。

(11) 前記加圧装置が、作動液を加圧するポンプと、そのポンプから吐出される作動液の液圧を供給電流に応じた高さに制御可能なリニア液圧制御弁とを含み、前記加圧装置制御装置が、前記リニア液圧制御弁への供給電流を、前記積載状態検出装置によって検出された車両の積載状態に基づいて制御する供給電流制御部を含む(7)項ないし(10)項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。リニア液圧制御弁への供給電流を積載状態に基づいて制御すれば、加圧装置の液圧を積載状態に基づいた高さに制御することができる。

(12) 前記車両積載状態検出装置が、前記個別液圧制御装置による制御が行われていない状態における前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づいて車両の積載状態を検出する(7)項ないし(11)項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。個別液圧制御装置による制御が行われていない場合における前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づけば、積載状態を検出すること

ができる。例えば、図10に示すように、前後制動力配分制御が行われる以前においては、定積載状態にある場合は軽積載状態にある場合より、各車輪のスリップ率が小さくなる。また、定積載状態においては軽積載状態における場合より各車輪に加わる荷重が大きくなるのであるが、重心の位置が後輪側に移動するのが普通であるため、後輪に加わる荷重の増加量が前輪に加わる荷重の増加量より大きくなる。その結果、後輪のスリップ率の前輪のスリップ率に対する比率(SR/SF)が軽積載状態における場合より定積載状態における場合の方が小さくなる。これらの事実を利用すれば、個別液圧制御装置による制御が行われていない状態における前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づいて車両の積載状態を検出することができる。

(13) 前記積載状態検出装置が、前記前輪のスリップ率と後輪のスリップ率との比率に基づいて車両の積載状態を検出する(12)項に記載のブレーキ装置。

(14) 作動液を加圧するとともに、その液圧を制御可能な加圧装置と、その加圧装置に接続されたブレーキシリンダと、当該ブレーキ装置が搭載された車両の積載状態を検出する積載状態検出装置と、その積載状態検出装置によって検出された積載状態に基づいて前記加圧装置を制御する加圧装置制御装置とを含むことを特徴とするブレーキ装置(請求項3)。本項に記載のブレーキ装置には、前記(1)項ないし(13)項のいずれかに記載の技術的特徴を採用することができる。

(15) 前記加圧装置制御装置が、前記積載状態検出装置によって定積載状態にあると検出された場合は軽積載状態にあると検出された場合より、前記ブレーキシリンダの液圧が低い状態から前記加圧装置の制御を開始する(14)項に記載のブレーキ装置。

(16) 前記加圧装置制御装置が、前記積載状態検出装置によって定積載状態であると検出された場合は軽積載状態であると検出された場合より、前記ブレーキシリンダの液圧を高くする(14)項または(15)項に記載のブレーキ装置。

(17) 作動液を加圧するとともに、その液圧を制御可能な加圧装置と、その加圧装置と複数のブレーキシリンダの少なくとも1つとの間にそれぞれ設けられ、自身に対応するブレーキシリンダの液圧を制御する複数の制御弁装置と、これら複数の制御弁装置の少なくとも1つを制御することによって、その制御弁装置に対応するブレーキシリンダの液圧を、前記加圧装置の液圧に対して抑制する個別液圧制御装置と、その個別液圧制御装置による制御の開始前と開始後とで、異なる態様で、前記加圧装置の液圧を制御する加圧装置制御装置とを含むことを特徴とするブレーキ装置。例えば、加圧装置の出力液圧を、ブレーキ操作部材の操作力を一定の倍力率で倍力した高さに制御する場合において、その倍力率を開始前と開始後とで異なる値とする制御が該当する。この場合に

は、倍力率を開始後には開始前より大きくすれば、加圧装置の液圧が増大させられることになり、個別液圧制御装置による制御に起因する運転者の違和感を軽減することができる。本項に記載のブレーキ装置には、(1)項ないし(16)項のいずれかに記載の技術的特徴を採用することができる。

(18)前輪のブレーキシリンダの液圧と後輪のブレーキシリンダの液圧とがほぼ同じである状態における、前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づいて車両の積載状態を検出する積載状態検出方法。

(19)前記車両の積載状態の検出が、前輪のブレーキシリンダの液圧と後輪のブレーキシリンダの液圧とが予め定められた高さである状態において行われる(18)項に記載の積載状態検出方法(請求項4)。

(20)前輪のブレーキシリンダの液圧と後輪のブレーキシリンダの液圧とがほぼ同じである状態における、前輪のスリップ状態と後輪のスリップ状態とに基づいて車両の積載状態を検出する積載状態検出工程と、その積載状態検出工程において検出された車両の積載状態に基づいて前記前輪と後輪との少なくとも一方のブレーキシリンダの液圧を制御する積載状態対応液圧制御工程とを含む液圧制御方法。

(21)前記積載状態検出工程が、前輪のブレーキシリンダの液圧と後輪のブレーキシリンダの液圧とが予め定められた高さである状態において実施される(20)項に記載の液圧制御方法(請求項5)。

【0004】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態であるブレーキ装置を図面に基いて詳細に説明する。図1において、10はブレーキ操作部材としてのブレーキペダルであり、ブレーキペダル10はバキュームブースタ(以下、単にブースタと略称する)12を介してマスタシリンダ14に連結されている。マスタシリンダ14はタンデム型であり、ハウジングに2つの加圧ピストンが互いに直列かつ摺動可能に嵌合され、それにより、各加圧ピストンの前方において2つの加圧室が互いに独立して形成されている。マスタシリンダ14は、ブレーキペダル10の踏力であるブレーキ操作力に応じて、2つの加圧室の各々に等しい高さの液圧を機械的に発生させる。本実施形態におけるブレーキ装置は2系統式のものの

【0005】ブースタ12は、よく知られたものであるため、詳細な説明は省略するが、エンジンのサージタンク(燃焼室の吸気側)に接続された負圧室とブレーキペダル10の操作に伴って負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室とを有し、これらの差圧によって操作力を助勢してマスタシリンダ14に出力するものである。

【0006】マスタシリンダ14の一方の加圧室には、左右前輪52のブレーキ54を作動させるブレーキシリ

ンダ56が接続され、他方の加圧室には、左右後輪57のブレーキ58を作動させるブレーキシリンダ60が接続されている。前輪側の液圧系統において、マスタシリンダ14と、前記左右前輪52のブレーキシリンダ56とは、主液通路64によって接続されている。主液通路64は、マスタシリンダ14から延び出た後に二股状に分岐させられており、1本の基幹通路66と2本の分岐通路68とが互いに接続されて構成されている。基幹通路66の途中には圧力制御弁70が設けられ、各分岐通路68の先端には上述のブレーキシリンダ56がそれぞれ接続されている。主液通路64のうち圧力制御弁70とブレーキシリンダ56との間の部分にはポンプ通路72が接続され、そのポンプ通路72の途中にポンプ74が設けられている。ポンプ74は、ポンプモータ76によって駆動される。

【0007】図2において、圧力制御弁70は、マスタシリンダ14とブレーキシリンダ56との間の連通状態を制御するものであり、これらの間の差圧を電磁的に制御する形式のものである。圧力制御弁70は、図示しないハウジングと、弁子80およびそれが着座すべき弁座82と、それら弁子80および弁座82の相対移動を制御する磁気力を発生させるコイル84とを含む。コイル84が励磁されない非作用状態(OFF状態)においては、スプリング86の弾性力によって弁子80が弁座82から離間させられている。それにより、主液通路64においてマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の双方向の作動液の流れが許容される。ブレーキ操作が行われれば、ブレーキシリンダ56の液圧がマスタシリンダ14の液圧の増加に伴って変化させられ、これら液圧は同じ大きさとなる。コイル84が励磁されない限り、マスタシリンダ液圧すなわちブレーキシリンダ液圧が高くなっても、弁子80が弁座82に着座することはない。圧力制御弁70は常開弁なのである。

【0008】これに対し、コイル84が励磁される作用状態(ON状態)では、コイル84の磁気力によりアーマチュア88が吸引され、そのアーマチュア88と一体的に移動する弁子80が弁座82に着座させられる。このとき、弁子80には、コイル84の磁気力に基づく吸引力F1と、ブレーキシリンダ液圧とマスタシリンダ液圧との差に基づく差圧作用力F2とスプリング86の弾性力F3との和とが互いに逆向きに作用する。ブレーキシリンダ液圧とマスタシリンダ液圧との差に基づく差圧作用力F2に対して吸引力F1が大きく、式

$$F2 \leq F1 - F3$$

が成立する領域では、弁子80が弁座82に着座し、ブレーキシリンダ56からの作動液の流出が阻止される。ポンプ74から高圧の作動液が供給されることにより、ブレーキシリンダ56の液圧が増加させられ、マスタシリンダ14の液圧より高くすることができる。

【0009】ブレーキシリンダ液圧の増加に伴って差圧

作用力 F_2 が大きくなり、式

$$F_2 > F_1 - F_3$$

が成立すると、弁 80 が弁座 82 から離間させられる。ブレーキシリンダ 56 の作動液がマスタシリンダ 14 に戻され、減圧させられる。これら式において弾性力 F_3 を無視すれば、ブレーキシリンダ液圧が、マスタシリンダ液圧に対してコイル吸引力 F_1 に基づく差圧分高い液圧に制御されることになる。また、弁 80 の弁座 82 に対する相対位置も、上述の差圧作用力、吸引力、弾性力によって決まるため、吸引力の制御により、これらの間の距離、すなわち、開度を制御することができる。なお、コイル 84 の磁気力である吸引力 F_1 の大きさは、コイル 84 の励磁電流 I の大きさに応じてリニアに変化するように設計されている。

【0010】この圧力制御弁 70 には図1に示すように、バイパス通路 92 が設けられており、そのバイパス通路 92 の途中にバイパス弁 94 が逆止弁として設けられている。万が一、ブレーキペダル 10 の踏み込み時に圧力制御弁 70 内の可動部材に生ずる流体力により圧力制御弁 70 が閉じてしまったり、圧力制御弁 70 が機械的に閉じたままになってしまった場合でも、マスタシリンダ 14 からブレーキシリンダ 56 へ向かう作動液の流れが確保される。

【0011】各分岐通路 68 のポンプ通路 72 との接続点よりブレーキシリンダ側の部分には、常開の電磁開閉弁である保持弁 100 が設けられている。保持弁 100 は、コイル 101 （図3参照）が励磁されて閉状態となり、その状態で、ブレーキシリンダ 56 とマスタシリンダ 14 およびポンプ 74 とが遮断され、それにより、ブレーキシリンダ液圧が保持される。各保持弁 100 にはバイパス通路 102 が接続され、各バイパス通路 102 には作動液戻り用のバイパス弁 104 が逆止弁として設けられている。各分岐通路 68 のうち保持弁 100 とブレーキシリンダ 56 との間の部分からはリザーバ通路 106 が延びてリザーバ 108 に至っている。各リザーバ通路 106 の途中には常閉の電磁開閉弁である減圧弁 110 が設けられている。減圧弁 110 は、コイル 112 が励磁されて開状態となり、その状態では、ブレーキシリンダ 56 からリザーバ 108 へ向かう作動液の流れを許容し、それより、ブレーキシリンダ液圧が減圧される。

【0012】リザーバ 108 は、ハウジングにリザーバピストンが実質的に気密かつ摺動可能に嵌合されて構成されるとともに、その嵌合によりリザーバピストンの前方に形成されたリザーバ室において作動液を付勢手段としてのスプリングによって圧力下に収容するものである。リザーバ室は前記ポンプ通路 72 により前記主液通路 64 に接続されている。ポンプ通路 72 には、前述のポンプ 74 の他に、逆止弁である吸入弁 124 、吐出弁 126 、ダンパ 128 等が設けられている。ダンパ室 1

28 等により、ポンプ 74 の脈動が軽減される。

【0013】ポンプ通路 72 の吸入弁 124 とリザーバ 108 との間の部分は、補給通路 130 により、主液通路 64 のうちマスタシリンダ 14 と圧力制御弁 70 との間の部分に接続されている。補給通路 130 の途中には、流入制御弁 132 が設けられている。流入制御弁 132 は、常閉の電磁開閉弁であり、コイル 133 が励磁されることによって閉状態（供給阻止状態）から開状態（供給状態）に切り換えられる。ポンプ通路 72 のうち補給通路 130 との接続点とリザーバ 108 との間の部分には逆止弁 134 が設けられている。この逆止弁 134 は、流入制御弁 132 が開状態にある場合に、マスタシリンダ 14 の作動液がリザーバ 108 に流入することを阻止するために設けられたものであり、マスタシリンダ 14 からの作動液が高圧のままでポンプ 74 に吸入されることになる。なお、前記リザーバ通路 106 は、ポンプ通路 72 の、逆止弁 134 とリザーバ 108 との間に接続されている。

【0014】このように、ポンプ 74 の吸入側には、マスタシリンダ 14 が補給通路 130 を介して接続される。マスタシリンダ 14 の作動液が補給通路 130 を経て供給され、ポンプ 74 によって加圧されてブレーキシリンダ 56 に供給される。ブレーキシリンダ 56 の液圧をマスタシリンダ 14 の液圧より高い液圧に制御する場合に、マスタシリンダ 14 の作動液がポンプ 74 に供給されるようにすれば、リザーバの作動液が供給される場合に比較して、ブレーキシリンダ 56 の液圧を同じ高さに制御する場合にポンプ 74 における消費エネルギーを少なくすることができる。なお、後輪側の液圧システムについては、前輪側の液圧システムの構成と同じであるため、説明を省略する。

【0015】本実施形態においては、ブースタ 12 、マスタシリンダ 14 、圧力制御弁 70 、ポンプ 74 、ポンプモータ 76 、補給通路 130 、流入制御弁 132 等によって加圧装置 150 が構成される。加圧装置 150 はマスタシリンダ 14 の出力液圧を増圧する増圧装置を含むものであり、圧力制御弁 70 、ポンプ 74 、ポンプモータ 76 、補給通路 130 、流入制御弁 132 等によって増圧装置が構成される。流入制御弁 132 は、増圧装置の作動時に開状態にされる。左右前輪 52 のブレーキシリンダ 56 のそれぞれに対応して設けられた保持弁 100 、減圧弁 110 等によって前輪側の制御弁装置 152 が構成され、左右後輪 57 のブレーキシリンダ 60 のそれぞれに対応して設けられた保持弁 100 、減圧弁 110 等によって後輪側の制御弁装置 154 が構成される。

【0016】以上、このブレーキ装置のハードウェア構成を説明したが、次に、ソフトウェア構成を図3に基づいて説明する。このブレーキ装置は、コンピュータを主体とする液圧制御装置 180 を備えている。液圧制御装

置180は、CPU182、ROM184、RAM186、入力部188、出力部190等を含むコンピュータを主体として構成されており、そのROM184には、図4のフローチャートで表される制動力配分制御ルーチン、図5のフローチャートで表される積載状態判定ルーチン等が記憶されており、これら各々のルーチンがCPU182によりRAM186を使用しつつ実行される。

【0017】液圧制御装置180の入力部188には、ブレーキスイッチ200、マスタシリンダ液圧センサ202、車輪速センサ204、前輪ブレーキ液圧センサ206、後輪ブレーキ液圧センサ208、出力液圧センサ210、前後Gセンサ212等が接続されている。マスタシリンダ液圧センサ202は、マスタシリンダ14の加圧室の液圧を検出するものであるが、マスタシリンダ圧はブレーキ操作力に応じた高さになるため、本実施形態においては、マスタシリンダ圧に基づいてブレーキ操作力が検出される。出力液圧センサ210は、加圧装置150の出力液圧を検出するものであり、マスタシリンダ圧とアシスト圧とを加えた液圧が検出される。車輪速センサ204は、各輪毎に設けられ、各輪の車輪速信号を出力する。各輪の車輪速度に基づいてスリップ状態等が求められる。

【0018】一方、液圧制御装置180の出力部190には、図示しない駆動回路を介してポンプモータ76が接続されている。液圧制御装置180から駆動回路への制御信号に応じてポンプモータ76が制御される。出力部190には、駆動回路を介して圧力制御弁70のソレノイド84、保持弁100、減圧弁110、流入制御弁132のソレノイド101、112、133に接続されている。圧力制御弁70のソレノイド84には指令値に応じた電流が供給され、保持弁100、減圧弁110、流入制御弁132のソレノイド101、112、133への供給電流はON、OFF制御される。

【0019】本ブレーキ装置における作動について説明する。ブレーキペダル10が操作されると、それに伴ってマスタシリンダ14に液圧が発生させられ、そのマスタシリンダ14の作動液の液圧により、ブレーキ54、58が作動させられる。ブレーキ作動中において予め定められた条件が満たされた場合には、圧力制御弁70の制御によりブレーキアシスト制御が行われる。ブレーキ液圧がマスタシリンダ14の液圧より、圧力制御弁70への供給電流に応じた差圧だけ高くされる。本実施形態においては、加圧装置150の目標液圧 P_A^* が、ブレーキ操作力、すなわち、マスタシリンダ圧に応じた減速度が得られる大きさに決定され、実際の加圧装置150の出力液圧が目標液圧 P_A^* に近づくように、圧力制御弁70のソレノイド84に供給される電流量が決定される。ソレノイド84への供給電流量の増加に伴ってアシスト圧が大きくなり、マスタシリンダ圧が同じ場合における加圧装置150の液圧が高くなる。なお、本実施形

態においては、ブレーキアシスト制御において、前輪側と後輪側とで、圧力制御弁70への供給電流は同じにされる。

【0020】本実施形態においては、ブレーキアシスト制御が積載状態に基づいて行われる。ブレーキアシスト制御の開始時期が積載状態に基づいて決定される。定積載状態にあるとされた場合には、軽積載状態にあるとされた場合よりブレーキ操作力がより小さい状態（マスタシリンダ圧がより小さい状態）から開始される。本実施形態においては、定積載状態にあるとされた場合には、マスタ圧 P_M がアシスト制御開始圧 P_{Mth} （以下、単に、開始圧 P_{Mth} と略称する）に達した状態から開始され、軽積載状態にあるとされた場合には、ブースタ12が助勢限界に達した場合と前後制動力配分制御が開始される場合とのうちの早い方から開始される。以下、軽積載状態にある場合には、ブースタ12が助勢限界に達する以前に前後制動力配分制御が開始されることを前提として説明する。また、加圧装置150の目標液圧 P_A^* が積載状態に基づいて決定される。定積載状態にあるとされた場合の方が軽積載状態にあるとされた場合よりブレーキ操作力が同じである場合のアシスト圧が大きくなるように決定される。

【0021】さらに、前後制動力配分制御が行われる。後輪57のブレーキ液圧が前輪52のブレーキ液圧に対して抑制されるのであり、それによって、前輪52と後輪57とが同時にロック状態になるようにすることができ、車両が路面から受ける制動力を最大にすることができる。本実施形態においては、後輪側の保持弁100、減圧弁110の開閉制御により、後輪57のブレーキ液圧が加圧装置150の出力液圧に対して抑制されるのに対して、前輪側の保持弁100は開状態に保たれるため、前輪52のブレーキ液圧は加圧装置150の出力液圧とほぼ同じ高さとされる。その結果、後輪57のブレーキ液圧が前輪のブレーキ液圧に対して抑制されることになる。後輪57のブレーキ液圧は、後輪57の車輪速度が前輪52の車輪速度に基づいて決まる目標車輪速度に近づくように制御される。

【0022】前後制動力配分制御は、実際の車両減速度が制御開始Gに達した場合に開始されるのであるが、制御開始G（いわゆる折れ点）は、図11に示すように、定積載状態にある場合にも軽積載状態にある場合にも実制動力配分線と理想制動力配分線との交点に対応する減速度に決定される。実際の後輪制動力の比率が理想制動力配分線で表される後輪制動力の比率より大きくならないようにするためである。定積載状態にあるとされた場合には制御開始 G_H とされ、軽積載状態にあるとされた場合には制御開始 G_H より小さい制御開始 G_L とされる。

【0023】本実施形態においては、上述のブレーキアシスト制御と前後制動力配分制御とが並行して行われ

る。軽積載状態であるとされた場合には、ブレーキアシスト制御（圧力制御弁70への供給電流の制御）が、前後制動力配分制御の開始に伴って開始される。また、運転者のブレーキ操作量と減速度との関係が前後制動力配分制御の前後において一定となるように行われる。ブレーキアシスト制御においては、加圧装置150の実際の出力液圧が、図7に示す目標液圧 P_A^* に近づくように圧力制御弁70への供給電流が制御される。

【0024】図7に示すように、目標液圧 P_A^* は、式 $P_A^* = \alpha (PM - PMS) + PMS$

に従って求められる。ここで、 α は、ブレーキ操作力の変化に対する目標液圧 P_A^* の変化勾配であり、 PMS は、前後制動力配分制御が開始された時点、すなわち、前後Gが制御開始GLに達した時点のマスタ圧である。

また、この場合のアシスト圧 ΔP_A^* は、式 $\Delta P_A^* = P_A^* - PM$

で表され、このアシスト圧が得られるように、圧力制御弁70への供給電流Iが決定される。

【0025】定積載状態にあるとされた場合には、ブレーキアシスト制御は、マスタシリンダ圧が開始圧 $PMth$ に達した場合に開始される。加圧装置150の目標液圧 P_A^* は、本実施形態においては、図8に示すように決定される。目標液圧 P_A^* は、前後制動力配分制御が開始される前と後とで異なる式に従って求められるのであり、前後制動力配分制御開始後においては、開始前に比較してアシスト圧が大きくなるように決定される。ここでは、ブレーキ操作力の変化勾配に対する目標液圧 P_A^* の変化勾配が、前後制動力配分制御の開始後には開始前より大きくされる（変化勾配 $\gamma >$ 変化勾配 β ）。前後制動力配分制御が開始される以前においては、目標液圧 P_A^* は、式

$$P_A^* = \beta (PM - PMth) + PMth$$

に従って求められる。ここで、開始圧 $PMth$ はアシスト制御が開始された時点のマスタ圧であり、本実施形態においては、積載状態が判定される場合の積載状態判定圧 $PMths$ （以下、単に、判定圧 $PMths$ と称する）と同じ値である。また、この場合のアシスト圧 ΔP_A^* は、上述の場合と同様に、式

$$\Delta P_A^* = P_A^* - PM$$

に従って求められる。このアシスト圧が得られるように、圧力制御弁70への供給電流Iが決定される。前後制動力配分制御が開始された後においては、目標液圧 P_A^* は、式

$$P_A^* = \gamma (PM - PMS') + PAS'$$

に従って求められる。ここで、 PMS' は前後制動力配分制御が開始された時点のマスタ圧であり、 PAS' はその前後制動力配分制御が開始された時点の加圧装置150の出力液圧であり、式

$$PAS' = \beta (PM - PMth) + PMth$$

に従って求めることができる。この場合には、マスタ圧

PM は液圧 PMS' である。また、アシスト圧は、上述の場合と同様に、式

$$\Delta P_A^* = P_A^* - PM$$

に従って求められる。

【0026】本実施形態においては、車両の積載状態が定積載状態にあるか軽積載状態にあるかが判定される。定積載状態と軽積載状態との各々において、各車輪のスリップ率はマスタ圧の変化に伴って図10に示すように変化することが知られている。このことを利用して、定積載状態にあるか軽積載状態にあるかが判定されるのであり、図6に示す条件が満たされた場合には定積載状態にあるとされる。また、図10に示すように、図6に示す条件が満たされるか否かに基づいて定積載状態であるか軽積載状態であるかを判定するためには、マスタ圧がある程度大きい場合において判定することが望ましいのであり、本実施形態においては、前述のように、マスタ圧が判定圧 $PMths$ である場合におけるスリップ状態に基づいて判定が行われる。

【0027】図10に示すように、マスタ圧 PM が判定圧 $PMths$ である場合、すなわち、前輪52のブレーキシリンダ56の液圧と後輪57のブレーキシリンダ60の液圧がともに判定圧 $PMths$ である場合における前輪52、後輪57のそれぞれのスリップ率 SF 、 SR は、定積載状態における方が軽積載状態における場合より小さい。そのため、後輪57のスリップ率 SR が正の判定しきい値 $\alpha 1$ より小さい場合、前輪52のスリップ率 SF が正の判定しきい値 $\alpha 2$ より小さい場合であって、かつ、後輪57のスリップ率 SR の前輪52のスリップ率 SF に対する比率（ SR/SF ）が正の判定しきい値 $\alpha 3$ より小さい場合には、定積載状態であることができる。また、後輪の基準車輪速度に対する前輪の基準車輪速度に対する比率基準値（ $VWRO/VWFO$ ）と前輪の車輪速度に対する後輪の車輪速度の比率（ VWF/VWR ）との積が判定しきい値 $\alpha 4$ より小さい場合にも、定積載状態であると判定することができる。定積載状態にある場合には軽積載状態にある場合より、各車輪に加わる荷重が大きくなるが、車両の重心が後輪側に移動するのが普通である。その結果、後輪に加わる荷重の増加量が前輪に加わる荷重の増加量より大きくなり、定積載状態にある場合における前輪のスリップ率に対する後輪のスリップ率の比率（ SR/SF ）は、軽積載状態における上記比率より小さくなる。基準車輪速度は、スリップが生じていない場合の車輪速度であり、比率基準値を考慮することによって、スリップに伴うタイヤの変形状態を考慮し、タイヤの変形に伴う車輪速度の変化を小さくすることができる。スリップが生じている場合における車輪速度の比率を精度よく検出することが可能となるのである。

【0028】図5の積載状態判定プログラムを表すフローチャートにおいて、ステップS1（以下、単に「S

1」で表す。他のステップについても同じとする)において、ブレーキペダル10が操作中であるか否かが判定される。非操作中である場合には、S2において、積載状態フラグがリセットされる。本実施形態においては、定積載状態である場合にはセットされ、軽積載状態である場合にはリセット状態に保たれる。ブレーキ操作中である場合には、S3において、マスタ圧がほぼ判定圧PMthsであるか否かが判定される。ほぼ判定圧PMthsである場合には、判定がYESとなり、S4において、図6の各々の式の演算が行われ、S5において、定積載条件を満たすか否かが判定される。定積載条件が満たされた場合には、S6において定積載状態であるとされて、フラグがセットされる。定積載条件が満たされない場合には、S7において軽積載状態であるとされて、フラグはリセット状態に保たれる。なお、開始圧PMthと判定圧PMthsとを同じ値に設定することが不可欠ではなく、判定圧PMthsは、積載状態を検出することができ、かつ、開始圧PMth以下の値であればよい。

【0029】また、ブレーキアシスト制御と前後制動力配分制御とが並行して行われる。図4の前後制動力配分制御プログラムを表すフローチャートにおいて、S21において、定積載状態であるか否かが判定される。フラグがセット状態にある場合には定積載状態であるとされて、S22以降が実行されるが、フラグがリセット状態にある場合には軽積載状態であるとされて、S30以降が実行される。フラグがリセット状態にある場合は、積載状態の判定が行われていない場合もあるが、マスタ圧が開始圧PMthより小さく、減速度Gが軽積載時制御開始GLより小さい場合においては、S30における判定は必ずNOとなり、加圧装置150の制御や保持弁100、減圧弁110の制御が軽積載状態であると誤って行われることはない。

【0030】定積載状態にある場合には、S22において、マスタ圧が開始圧PMth以上であるか否かが判定される。開始圧PMth以下である場合には、加圧装置150も制御弁装置150、152も制御されることはない。ブレーキアシスト制御も前後制動力配分制御も行われないのである。開始圧PMth以上である場合には、S23において、前後Gが定積載時制御開始GHに達したか否かが判定される。定積載時制御開始GHに達する以前においては、S24～26において、ブレーキアシスト制御のみが行われる。定積載状態にある場合においては、ブレーキアシスト制御の開始圧は圧力PMthなのである。流入制御弁132が開状態に切り換えられ、マスタシリンダ14の作動液がポンプ74によって汲み上げられ、加圧されてブレーキシリンダ56、60に供給されるのであるが、ブレーキシリンダ56、60の液圧が圧力制御弁70の制御によって制御される。この場合には、前輪側においても後輪側においても保持弁100は開状態に保たれる。前輪52のブレーキシリンダ56、

後輪57のブレーキシリンダ60は、加圧装置150の出力液圧とほぼ同じ高さに制御される。加圧装置150の目標液圧 P_{A^*} は、前述のように、図8の実線で示すように決定され、それに応じて、圧力制御弁70のソレノイド84への供給電流が決定される。

【0031】前後Gが定積載時制御開始GHに達すると、S23における判定がYESとなり、S27～29において、アシスト制御と前後制動力配分制御との両方が行われる。前後制動力配分制御の開始に伴ってブレーキアシスト制御によるアシスト圧が増大させられるのであり、加圧装置150の目標液圧 P_{A^*} が図8の二点鎖線で表されるように決定される。また、後輪側においては、後輪57の車輪速度が前輪52の車輪速度に基づいて決定された目標車輪速度になるように、保持弁100、減圧弁110が開閉制御される。例えば、目標車輪速度と実際の車輪速度との偏差、偏差の変化状態等に基づいて、ROM184に記憶された図示しないテーブルに従って、増圧モード、減圧モード、保持モードのいずれかに決定されるとともに、デューティ制御比が決定され、それによって、後輪側の保持弁100、減圧弁110が制御される。後輪57のブレーキシリンダ60の液圧は、前輪52のブレーキシリンダ56の液圧に対して抑制され、後輪57の車輪速度が目標車輪速度に近づけられる。

【0032】それに対して軽積載状態であるとされた場合には、S30において、前後Gが軽積載時制御開始GLに達したか否かが判定される。軽積載時制御開始GLに達する以前においては、アシスト制御が行われることはない。軽積載時制御開始GLに達すると、S30における判定がYESとなり、前後制動力配分制御の開始に伴ってアシスト制御が開始される。S31において、図7に示すように、加圧装置150の目標液圧 P_{A^*} が決定され、S32において、それに応じて圧力制御弁70への供給電流が決定される。また、S33において流入制御弁132を開状態に切り換える指令が出力され、S34において、後輪側の保持弁100、減圧弁110の開閉制御が行われる。

【0033】以上のように制御が行われた場合の、ブレーキ操作力の変化に伴う車両減速度の変化状態を図9に示す。図9に示すように、定積載状態にある場合には、ブレーキ操作力がそれほど大きくない状態からアシスト制御が開始される。そのため、定積載状態である場合と軽積載状態である場合における運転者のブレーキ操作量と減速度との関係の差を小さくすることができる。また、前後制動力配分制御が開始された後は、前後制動力配分制御が開始される以前より、加圧装置150の出力液圧が増大させられる。前後制動力配分制御の前後における上述のブレーキ操作量と減速度との関係の変化を小さくすることができ、運転者の違和感を軽減することができる。また、図に示すように、前後制動力配分制御が

行われる前後における運転者によるブレーキ操作力と減速度との関係、すなわち、効きが一定（ブレーキ操作力の変化に伴って減速度がリニアに変化する関係）になるように制御することができる。さらに、ブレーキ操作力と減速度との関係が、積載状態によって大きく変わらないようにすることもできる。ブレーキアシスト制御と前後制動力配分制御とが積載状態に基づいて行われるため、積載状態が異なることに起因するブレーキ操作力と減速度との関係の差を小さくすることができるのである。

【0034】以上のように、本実施形態においては、液圧制御装置180の図4のフローチャートで表される前後制動力配分プログラムのS22～28、30～32を記憶する部分、実行する部分等によって加圧装置制御装置が構成され、S23、29、34を記憶する部分、実行する部分等によって個別液圧制御装置が構成される。また、液圧制御装置180の図5のフローチャートで表される積載状態検出プログラムを記憶する部分、実行する部分等により積載状態検出装置が構成される。積載状態検出プログラムが実行されることによって、積載状態検出方法が実施され、検出された積載状態に基づいて前後制動力配分制御プログラムが実行されることによって、液圧制御方法が実施されることになる。

【0035】なお、上記実施形態においては、ブレーキアシスト制御において、加圧装置150が、前後制動力配分制御に起因する後輪57のブレーキ液圧の減圧を考慮した上で、運転者の要求する要求制動力と積載状態とに基づいて制御され、前後制動力配分制御において、後輪57の車輪速度が前輪52の車輪速度に基づいて決まる目標車輪速度に近づくように、後輪側の保持弁100、減圧弁110の開閉制御が行われるようにされていたが、ブレーキアシスト制御や前後制動力配分制御の態様は、上記実施形態におけるそれに限らない。例えば、後輪57のブレーキシリンダ60の液圧と、前輪52のブレーキシリンダ56の液圧とがそれぞれ目標液圧に近づくように、加圧装置150、後輪側の保持弁100、減圧弁110の開閉制御が行われるようにすることもできる。その時点の前後Gと図11の理想制動力配分線とから、前輪52のブレーキシリンダ56の液圧PFに対する後輪57のブレーキシリンダ60の液圧PRの比率（PR/PF）の目標値Kを決定する。例えば、軽積載状態にある場合において、減速度Gnである場合の比率の目標値Kは、値（PRn/PFn）となる。また、運転者のブレーキ操作力に基づいて決まる目標減速度が実現されるように、加圧装置150の目標液圧（前輪52のブレーキシリンダ56の目標液圧に同じ）が決定される。そして、これら加圧装置150の目標液圧と比率の目標値Kとに基づけば、後輪57のブレーキシリンダ60の目標液圧を決定することができる。例えば、式 $K = PR / PF$

$$PR + PF = P(Fs)$$

が満たされるように決定されるようにするのである。ここで、P(Fs)が運転者のブレーキ操作力に基づいて決まる目標減速度を実現し得るために必要な制動力に対応する液圧である。

【0036】また、圧力制御弁70への供給電流は、前後Gセンサ210によって検出された実際の減速度が目標減速度に近づくように制御することもできる。前後制動力配分制御において後輪側の保持弁100、減圧弁110の開閉制御により後輪57の車輪速度が目標車輪速度に近づくように制御されるとともに、ブレーキアシスト制御において、圧力制御弁70への供給電流が、実際の減速度が目標減速度に近づくように制御されるようにするのである。この場合において、目標液圧によるフィードフォワード制御と、実際の減速度と目標減速度との偏差に基づくフィードバック制御とを組み合わせた制御が行われるようにすることが可能である。

【0037】さらに、前後制動力配分制御がブレーキ操作開始時から行われるようにすることができる。前輪52のブレーキシリンダ56の液圧と後輪57のブレーキシリンダ60の液圧との比率が、理想制動力配分線で表される比率に近づくように、後輪側の保持弁100、減圧源110が開閉制御されるようにするのである。この場合には、ブレーキアシスト制御もブレーキ操作開始時から開始されるようにしてもよい。また、前後制動力配分制御の開始に伴ってブレーキアシスト制御が開始されるのではなく、ブレーキアシスト制御が前後制動力配分制御が開始されるより少し前に開始されるようにすることもできる。このようにすれば、前後制動力配分制御の開始時の運転者によるブレーキ操作量と減速度との関係の過渡的な変化を抑制することもできる。例えば、車両の実際の前後Gが制御開始G1に設定値以上近づいた時点から、ブレーキアシスト制御が開始されるようにするのである。さらに、定積載状態にある場合においても、前後制動力配分制御が開始される前から、加圧装置150の目標液圧が、図8の2点鎖線で表される大きさに決定されるようにすることができる。

【0038】また、軽積載状態において、ブレーキアシスト制御と前後制動力配分制御とが同時に開始されるようにすることは不可欠ではない。アシスト制御がアシスト制御開始条件が満たされた場合に、すなわち、前後制動力配分制御とは関係なく開始されるようにしてもよい。さらに、上記実施形態においては、前後制動力配分制御とブレーキアシスト制御とが並行して行われる場合について説明したが、左右制動力配分制御、制動中のビークルスタビリティ制御等とブレーキアシスト制御とが並行して行われるようにすることができる。これら制御においても、前後左右の車輪各々の液圧が、それぞれ別個に制御されるが、その制御の開始前後によって、効きの変化が抑制されるように、ブレーキアシスト制御が行

われるようにするのである。

【0039】また、上記実施形態においては、軽積載状態である場合には、ブースタ12の助勢限界前に前後制動力配分制御が行われる場合について説明したが、ブースタ12が助勢限界に達した後に、前後制動力配分制御が開始される場合についても同様である。この場合には、定積載状態における場合と同様に、加圧装置150の目標液圧が、前後制動力配分制御が開始された後においては開始される以前より増大させられるのであり、助勢限界前後、前後制動力配分制御の前後における、ブレーキ操作力と減速度との関係の差が小さくなる高さに制御されるのであり、それによって、運転者の違和感を軽減することができる。

【0040】さらに、積載状態の検出方法については、上記実施形態におけるそれに限らない。図6の示す定積載条件に限定されず、他の条件とすることもできる。例えば、タイヤの変形を考慮する必要は必ずしもない。また、積載状態を3段階以上あるいは連続的に検出することもできる。連続的に検出された場合には、アシスト制御の開始圧、加圧装置150の目標液圧を決定する際の変化勾配、前後制動力配分制御の開始圧等を積載状態に基づいて連続的に決定することもできる。

【0041】さらに、ブレーキ回路については上記実施形態におけるそれに限らない。例えば、前後配管ではなく、X配管とすることもできる。この場合には、マスタシリンダ14の一方の加圧室に左前輪のブレーキシリンダと右後輪のブレーキシリンダとが接続され、他方の加圧室に右前輪のブレーキシリンダと左後輪のブレーキシリンダとが接続されることになる。また、保持弁100、減圧弁110を供給電流のON/OFFにより開閉させられる開閉弁ではなく、供給電流に応じた液圧差を生じさせる液圧制御弁とすることもできる。

【0042】さらに、加圧装置150の構造も上記実施形態におけるそれに限らない。増圧装置を含むものではなく、液圧制御ブースタを含むものとすることができる。この一例を図12に示す。このブレーキ装置においては、加圧装置300が、マスタシリンダ302、ブースタ12、ポンプ装置304とを含むものであり、マスタシリンダ302の加圧ピストン306の後方の後方加圧室308の液圧がポンプ装置304の制御により制御されるのであり、ポンプ装置304および後方加圧室308等によって電磁制御式液圧ブースタ310が構成される。ポンプ装置304は、リザーバ312の作動液を加圧して、後方液圧室308に供給する装置であり、ポンプ314、ポンプモータ315、圧力制御弁316等を含む。ポンプ装置304の出力液圧、後方加圧室308に供給される作動液の液圧は、圧力制御弁316への供給電流の制御により制御される。マスタシリンダ302の加圧ピストン306には、ブースタ12の出力と後方加圧室308の液圧に応じた駆動力との両方が加えら

れ、これらの和の力に応じた液圧が前方加圧室318に発生させられる。前方加圧室318の液圧が加圧装置300の液圧なのである。

【0043】本実施形態においては、圧力制御弁316の制御により加圧装置300の出力液圧が制御される。圧力制御弁316への供給電流の増加に伴って後方加圧室308の液圧が増加させられ、ブレーキ操作力が同じ場合における加圧装置300の出力液圧を増加させることができる。前後制動力配分制御においては、後輪側の保持弁100、減圧弁110の制御により、後輪57のブレーキシリンダ60の液圧が加圧装置300の出力液圧に対して抑制され、前輪52のブレーキシリンダ56の液圧に対して抑制される。ブレーキアシスト制御と前後制動力配分制御とが並行して行われれば、前後制動力配分制御の前後における運転者の違和感を軽減することができる。

【0044】その他、〔発明が解決しようとする課題、課題解決手段および効果〕の項に記載の態様を始めとして、当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を施した態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態であるブレーキ装置を示す回路図である。

【図2】上記ブレーキ装置に含まれる圧力制御弁を示す概念図である。

【図3】上記ブレーキ装置の液圧制御装置周辺を表す図である。

【図4】上記液圧制御装置のROMに格納された前後制動力配分制御プログラムを表すフローチャートである。

【図5】上記液圧制御装置のROMに格納された積載状態検出プログラムを表すフローチャートである。

【図6】上記積載状態検出プログラムを表すフローチャートのS4における実行の内容を示す図である。

【図7】上記液圧制御装置において、軽積載状態における加圧装置の目標液圧とブレーキ操作力との関係の一例を概念的に示す図である。

【図8】上記液圧制御装置において、定積載状態における加圧装置の目標液圧とブレーキ操作力との関係の一例を概念的に示す図である。

【図9】上記ブレーキ装置における車両の減速度のブレーキ操作力の変化に伴う変化状態を示す図である。

【図10】上記ブレーキ装置におけるスリップ率のブレーキ操作力（マスタ圧）の変化に伴う変化状態を示す図である。

【図11】理想制動力配分制御線を示す図である。

【図12】本発明の別の一実施形態におけるブレーキ装置を示す図である。

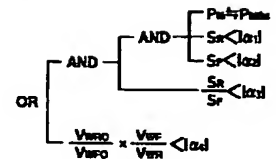
【符号の説明】

14 マスタシリンダ

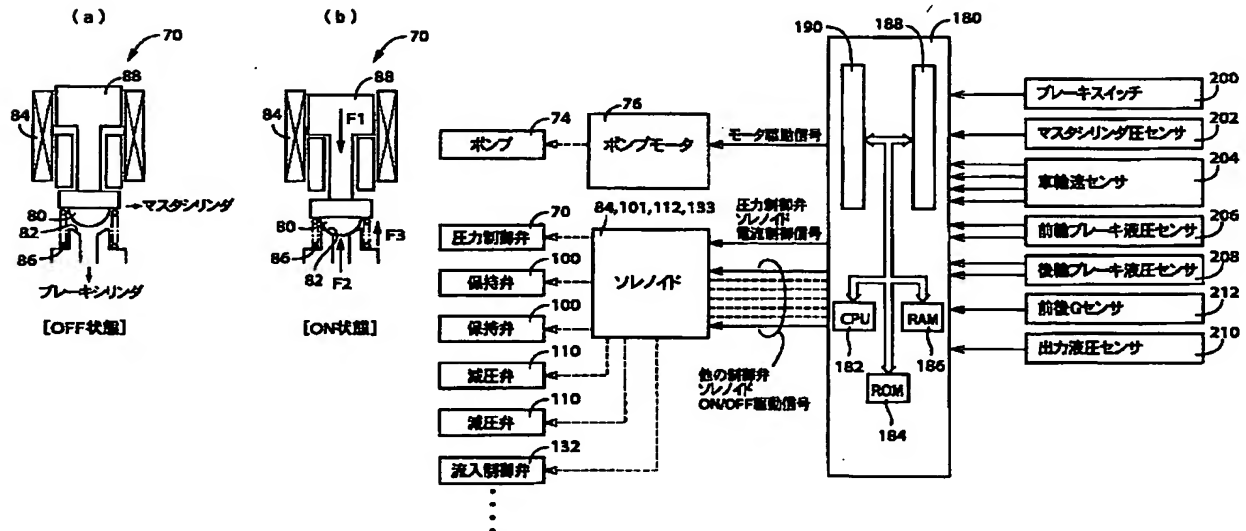
70 圧力制御弁

- | | |
|---------|---------|
| * 2 0 4 | 車輪速センサ |
| 2 1 0 | 出力液圧センサ |
| 2 1 2 | 前後Gセンサ |
| 3 0 0 | 加圧装置 |
| 3 0 2 | マスタシリンダ |
| * 3 0 4 | ポンプ装置 |

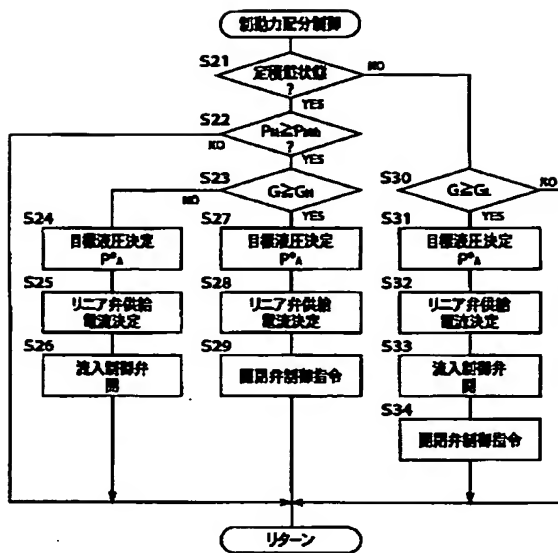
【図6】



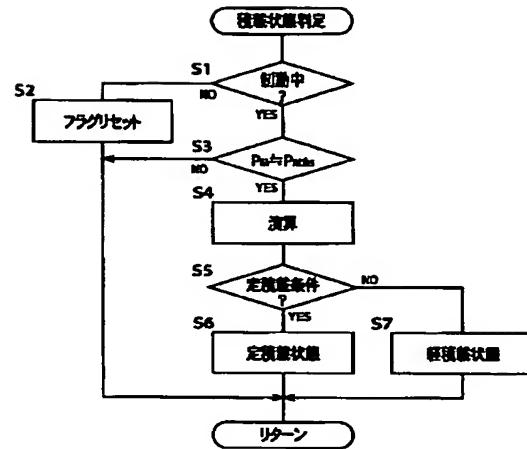
【図3】



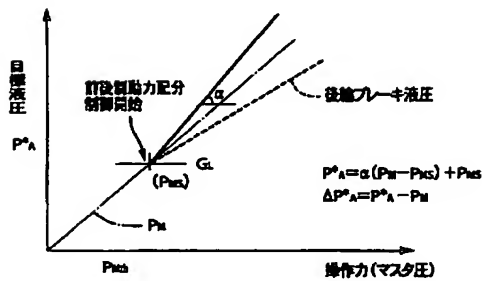
【図4】



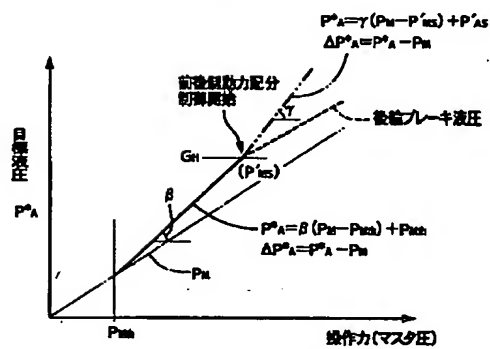
【図5】



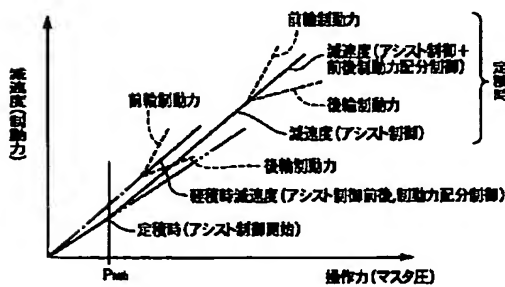
【図7】



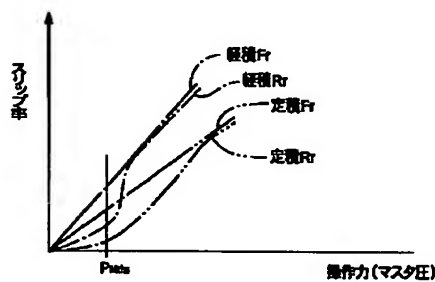
【図8】



【図9】



【図10】



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-002466

(43)Date of publication of application : 09.01.2002

(51)Int.Cl.

B60T 8/30
B60T 8/00
B60T 13/68

(21)Application number : 2000-179727

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 15.06.2000

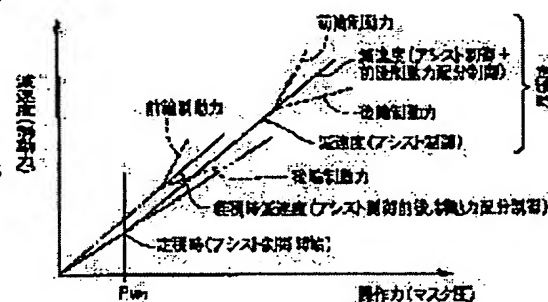
(72)Inventor : ISONO HIROSHI

(54) BRAKE SYSTEM, METHOD OF DETECTING LOAD CONDITION, AND METHOD OF CONTROLLING FLUID PRESSURE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To restrain change of a relation between a brake operation amount by a drivewr and decelerations before and after front and rear braking force distribution control is started, so as to reduce unfamiliar feeling for the driver.

SOLUTION: In the front and rear braking force distribution control, brake fluid pressure of rear wheels is restrained with respect to fluid pressure of a pressure device although brake fluid pressure of front wheels is brought to a level same to the fluid pressure of the pressure device. A ratio of the rear wheel brake fluid pressure to the front wheel brake fluid pressure is controlled to be brought close to a value expressed by an ideal braking force distribution line. Since the fluid pressure of the rear wheel is restrained with respect to the fluid pressure of the pressure device, the relation between the brake operation amount by the driver and the decelerations is changed before and after the front and rear braking force distribution control is started. As to this point, the fluid pressure of the pressure device is increased in accompaniment to the start of the front and rear braking force distribution control to reduce the unfamiliar feeling for the driver before and after the control.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 15.09.2006

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] Two or more control valve equipments which the fluid pressure is prepared, respectively between a controllable pressurizer, its pressurizer, and at least one of two or more of the brake cylinders, and control the fluid pressure of the brake cylinder corresponding to self while pressurizing a working fluid, By controlling at least one of the control valve equipment of these plurality The brake gear characterized by including the individual fluid pressure control unit which controls the fluid pressure of the brake cylinder corresponding to the control valve equipment to the fluid pressure of said pressurizer, and the pressurizer control unit which increases the fluid pressure of said pressurizer with initiation of control by the individual fluid pressure control unit.

[Claim 2] The brake gear according to claim 1 with which said pressurizer control device contains the control section corresponding to the loading condition which controls the fluid pressure of said pressurizer based on the loading condition of said car including the damping force proportioning-control section before and after said individual fluid pressure control device controls the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel to the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel by controlling the control valve equipment corresponding to the brake cylinder of a rear wheel.

[Claim 3] The brake gear characterized by including the brake cylinder by which the fluid pressure was connected to a controllable pressurizer and its pressurizer, the loading condition detection equipment which detects the loading condition of a car that the brake gear concerned was carried, and the pressurizer control device which controls said pressurizer based on the loading condition detected by the loading condition detection equipment while pressurizing a working fluid.

[Claim 4] The loading condition detection approach of detecting the loading condition of a car based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in the condition that the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel was almost the same as the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel, and was defined beforehand and of being height.

[Claim 5] The fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel is almost the same as the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel. And the loading condition detection process of detecting the loading condition of a car based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in the condition of being the height defined beforehand, The fluid pressure control approach including the fluid pressure control process corresponding to the loading condition which controls the fluid pressure of one [at least] brake cylinder of said front wheel and rear wheel based on the loading condition of the car detected in the loading condition detection process.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to a brake gear.

[0002]

[Description of the Prior Art] The brake gear containing the individual fluid pressure control device which decompresses the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel to the fluid pressure of a master cylinder is indicated by JP,10-310044,A by controlling what was prepared between two or more control valve equipments formed, respectively between the master cylinder as a pressurizer, and a master cylinder and the brake cylinder of a front wheel and a rear wheel, and the master cylinder of the control valve equipment and the brake cylinder of a rear wheel. In this brake gear, a damping force proportioning control before and after the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel is controlled by control of an individual fluid pressure control device to the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel will be performed. Consequently, it can make the most of the damping force acquired from the road surface of a car. However, in the control order of the fluid pressure of the brake cylinder of this rear wheel, when the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel was controlled, since the relation of the amounts of brakes operation, such as an actuation stroke of a brakes operation member and an operating physical force, and car deceleration by the operator changed, the operator might sense sense of incongruity.

[0003]

[Object of the Invention, a technical-problem solution means, and effectiveness] Then, the technical problem of this invention is to enable it to mitigate the sense of incongruity of an operator in case inhibitory control of the fluid pressure of at least one brake cylinder is carried out to the fluid pressure of a pressurizer. The above-mentioned technical problem is solved by making a brake gear into the thing of the configuration of following each mode. Like a claim, each mode is classified into a term, gives a number to each item, and indicates it in the format of quoting the number of other terms if needed. This is for making an understanding of this invention easy, and should not be interpreted as the technical features and those combination of a publication being limited to this specification by each following item. Moreover, when two or more matters are indicated by the 1st term, it is also possible to have to adopt no matters together, and to always take out and adopt only some matters.

While pressurizing a working fluid, the fluid pressure (1) A controllable pressurizer, Two or more control valve equipments which are formed, respectively between the pressurizer and at least one of two or more of the brake cylinders, and control the fluid pressure of the brake cylinder corresponding to self, By controlling at least one of the control valve equipment of these plurality The individual fluid pressure control unit which controls the fluid pressure of the brake cylinder corresponding to the control valve equipment to the fluid pressure of said pressurizer, The brake gear characterized by including the pressurizer control unit which increases the fluid pressure of said pressurizer with initiation of control by the individual fluid pressure control unit (claim 1). In the brake gear of a publication, the fluid pressure of a pressurizer is increased by this paragraph with initiation of the inhibitory control by the individual

fluid pressure control unit. It is increased from fluid pressure in case inhibitory control according [the fluid pressure of a pressurizer] to an individual fluid pressure control unit is not performed, and by it, change of the relation of the amount of brakes operation and car deceleration by the operator before and after inhibitory control can be controlled, and an operator's sense of incongruity can be mitigated.

Control valve equipment may be formed common to two or more brake cylinders, even if prepared corresponding to one brake cylinder, respectively. Although this invention can be applied when antilock control, order braking-force-distribution control, right-and-left braking-force-distribution control, the vehicle stability control under braking, etc. correspond and control [which] is performed as control by the individual fluid pressure control device, it is desirable to apply the sense of incongruity of the operator resulting from these control being performed in the control which becomes a problem. For example, if the fluid pressure of a pressurizer is increased with initiation of order braking-force-distribution control, right-and-left braking-force-distribution control, the vehicle stability control under braking, etc., the sense of incongruity of the operator resulting from these control can be mitigated, and it is effective.

(2) Said pressurizer is (a). The master cylinder which generates the fluid pressure according to the input applied to the pressurization piston, (b) The fluid pressure booster which doubles the power using the fluid pressure of the source of power type fluid pressure, and outputs the input applied to a power piston to said pressurization piston, (c) -- the electromagnetism prepared between the fluid pressure booster and said source of power type fluid pressure -- a fluid pressure control valve -- containing -- said pressurizer control unit -- said electromagnetism -- (1) which controls the fluid pressure of said pressurizer by controlling a fluid pressure control valve Brake gear given in a term. electromagnetism -- if a fluid pressure control valve is controlled, the fluid pressure of a fluid pressure booster will be controlled. The rate of redoubling of the input (for example, it is the magnitude corresponding to the brakes operation force by the operator in many cases) applied to a power piston is controlled, and the fluid pressure of the pressurized room of a master cylinder when the brakes operation force is the same, i.e., the fluid pressure of a pressurizer, is controlled. in addition, a pressurizer -- electromagnetism -- a fluid pressure control valve shall not be included For example, when the source of power type fluid pressure contains the pump which pressurizes a working fluid, and the pump motor which drives the pump, the fluid pressure of the working fluid breathed out from a pump can be controlled by control of a pump motor, and the fluid pressure of a fluid pressure booster can be controlled by it.

(3) Said pressurizer is (a). The master cylinder which generates the fluid pressure according to the input applied to the pressurization piston, (b) The fluid pressure of the source of power type fluid pressure is used for the fluid pressure of the master cylinder. the boost equipment boosted and outputted and (c) the electromagnetism prepared between the boost equipment and said source of power type fluid pressure -- a fluid pressure control valve -- containing -- said pressurizer control unit -- said electromagnetism -- (1) which controls the fluid pressure of said pressurizer by controlling a fluid pressure control valve Brake gear given in a term.

(4) said pressurizer -- (a) The source of power type fluid pressure which pressurizes a working fluid with power and is outputted, and (b) the fluid pressure of the source of power type fluid pressure -- controllable electromagnetism -- a fluid pressure control valve -- containing -- said pressurizer control unit -- said electromagnetism -- (1) which controls the fluid pressure of said pressurizer by controlling fluid pressure control valve equipment Brake gear given in a term. A pressurizer may not contain a master cylinder. in this case, electromagnetism -- the fluid pressure of a pressurizer is controllable by control of a fluid pressure control valve in the height corresponding to the brakes operation force. A pressurizer may contain an accumulator.

(5) (1) containing a braking-force-distribution control section before and after said individual fluid pressure control device controls the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel to the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel by controlling the control valve equipment corresponding to the brake cylinder of a rear wheel A term thru/or (4) Brake gear of any one publication of the term. In order braking-force-distribution control, the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel is controlled to the fluid pressure of a pressurizer, and it is transmitted to the brake cylinder of a front

wheel without controlling the fluid pressure of a pressurizer. Consequently, the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel will be controlled to the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel. In a brake gear given in this paragraph, the fluid pressure of a pressurizer is increased with fluid pressure control initiation of the brake cylinder of a rear wheel, and the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel is increased.

(6) (1) in which said pressurizer control unit contains the control section corresponding to the loading condition which controls the fluid pressure of said pressurizer based on the loading condition of said car A term thru/or (5) Brake gear of any one publication of the term (claim 2). In the brake gear of a publication, the fluid pressure of a pressurizer is controlled by this paragraph based on a loading condition. Therefore, the difference of the relation of the amount of brakes operation and deceleration by the operator resulting from loading conditions differing can be made small, and an operator's sense of incongruity can be mitigated.

(7) (1) by which at least one side of said individual fluid pressure control unit and pressurizer control unit controls at least one side of said control valve equipment and pressurizer based on the loading condition that the brake gear concerned was detected by the loading condition detection equipment which detects the loading condition of a car, and its loading condition detection equipment A term thru/or (6) Brake gear of any one publication of the term. In the brake gear of a publication, it is controlled by this paragraph based on the loading condition that control of the control valve equipment by the individual fluid pressure control unit and control of the pressurizer by the pressurizer control unit were detected by loading condition detection equipment. Loading condition detection equipment may detect the loading condition of a car gradually, and may detect it continuously. As equipment detected gradually, the equipment which detects whether the loading condition of a car is in a constant loading condition or it is in a light load condition, the equipment which detects a loading condition above a three-stage correspond, for example. Moreover, as detection equipment, the equipment which detects the loading weight of a car continuously corresponds continuously. The loading weight of a car is detectable based on the load which joins for example, each wheel.

(8) (7) which starts braking-force-distribution control before and after controlling the fluid pressure of the brake cylinder of said rear wheel to the fluid pressure of said pressurizer from the stage when said individual fluid pressure control unit is decided based on the loading condition of the car detected by said loading condition detection equipment Brake gear given in a term. Ideal braking-force-distribution lines differ by the case where it is in the case where the loading condition of a car is in a constant loading condition, and a light load condition. And in order to bring the ratio of front-wheel damping force and rear wheel damping force close to the value expressed with an ideal braking-force-distribution line in ***** with the case where it is in the case where it is in a constant loading condition, and a light-load condition, it is desirable to be controlled the brake cylinder fluid pressure of a rear wheel to the brake cylinder fluid pressure of a front wheel from the stage which the so-called breaking point was determined based on the loading condition detected by loading condition detection equipment, and reached the breaking point. It enables it to be started from the stage which master cylinder pressure broke and reached the fluid pressure corresponding to a point, or can enable it to start an order damping force proportioning control from the stage which car deceleration broke and reached the deceleration corresponding to a point.

(9) (7) which starts control of said pressurizer from the stage when said pressurizer control unit is decided based on the loading condition detected by said loading condition detection equipment Brake gear given in a term or (8) terms. When it is in a constant loading condition, in many cases, from the case where it is presupposed that it is in a light load condition, control of a pressurizer can mitigate the sense of incongruity which an operator senses, if brake fluid pressure is started from a smaller condition. The control initiation stage of a pressurizer may be gradually determined according to a loading condition, or may be made to be determined continuously.

(10) (7) by which said pressurizer control unit controls the fluid pressure of said pressurizer in the height decided based on the loading condition detected by said loading condition detection equipment A term thru/or (9) Brake gear of any one publication of the term. If fluid pressure of a pressurizer is made high

and it makes fluid pressure of a brake cylinder higher than the case where it is presupposed that it is in a light load condition in being in a constant loading condition, an operator's sense of incongruity is mitigable by the case where it is in the case where it is in a constant loading condition, and a light load condition. For example, a loading condition can be taken into consideration and determined when the target fluid pressure of a pressurizer is determined based on a brakes operation condition. When a brakes operation condition is the same, in being in a constant loading condition, it makes it it decided that it will be a value with target fluid pressure higher than the case where it is in a light load condition.

(11) (7) containing the supply current control section by which said pressurizer control unit controls the supply current to said linear fluid pressure control valve based on the loading condition of the car detected by said loading condition detection equipment including a linear fluid pressure control valve with said pressurizer controllable in the height [fluid pressure / of the working fluid breathed out from the pump which pressurizes a working fluid, and its pump] according to supply current Brake gear of any one publication of a term thru/or the (10) terms. If the supply current to a linear fluid pressure control valve is controlled based on a loading condition, the fluid pressure of a pressurizer is controllable in the height based on a loading condition.

(12) (7) which detects the loading condition of a car based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in the condition that control is not performed according [said car loading condition detection equipment] to said individual fluid pressure control unit Brake gear of any one publication of a term thru/or the (11) terms. A loading condition is detectable if based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in case control by the individual fluid pressure control unit is not performed. For example, when it is in a constant loading condition before performing an order damping force proportioning control as shown in drawing 10 , the slip ratio of each wheel becomes small from the case where it is in a light load condition. Moreover, although the load which joins each wheel from the case in a light load condition in a constant loading condition becomes large, the augend of the load by which it usually comes out that the location of a center of gravity moves to a rear wheel side, and it joins a rear wheel for a certain reason becomes larger than the augend of a load which joins a front wheel. Consequently, the case in a constant loading condition becomes small from a case [in / in the ratio (SR/SF) to the slip ratio of the front wheel of the slip ratio of a rear wheel / a light load condition]. If these facts are used, based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in the condition that control is not performed by the individual fluid pressure control unit, the loading condition of a car is detectable.

(13) A brake gear given in (12) terms in which said loading condition detection equipment detects the loading condition of a car based on the ratio of the slip ratio of said front wheel, and the slip ratio of a rear wheel.

(14) The brake gear characterized by to include the brake cylinder by which the fluid pressure was connected to a controllable pressurizer and its pressurizer, the loading condition detection equipment which detects the loading condition of a car that the brake gear concerned was carried, and the pressurizer control device which controls said pressurizer based on the loading condition detected by the loading condition detection equipment while pressurizing a working fluid (claim 3). In a brake gear given in this paragraph, it is the above (1). The technical feature of a publication is employable as either a term thru/or (13) terms.

(15) It is a brake gear given in (14) terms which start control of said pressurizer from the condition that the fluid pressure of said brake cylinder is lower than the case where it is detected when said pressurizer control unit was in the constant loading condition with the aforementioned loading condition detection equipment, it was detected and it was in the light load condition.

(16) It is a brake gear given in (14) terms or (15) terms which make fluid pressure of said brake cylinder higher than the case where it is detected that it is in a light load condition when said pressurizer control unit is detected by said loading condition detection equipment as it is in a constant loading condition. While pressurizing a working fluid, the fluid pressure (17) A controllable pressurizer, Two or more control valve equipments which are formed, respectively between the pressurizer and at least one of two or more of the brake cylinders, and control the fluid pressure of the brake cylinder corresponding to self,

By controlling at least one of the control valve equipment of these plurality The initiation front of control by the individual fluid pressure control unit which controls the fluid pressure of the brake cylinder corresponding to the control valve equipment to the fluid pressure of said pressurizer, and its individual fluid pressure control unit, and after initiation The brake gear characterized by including the pressurizer control device which controls the fluid pressure of said pressurizer by different mode. For example, the control which makes output fluid pressure of a pressurizer the value in which it differs the rate of redoubling initiation-front and after initiation when controlling the operating physical force of a brakes operation member in the height which doubled the power at the fixed rate of redoubling corresponds. In this case, if it is made larger in after starting the rate of redoubling than initiation before, the fluid pressure of a pressurizer is made to increase and the sense of incongruity of the operator resulting from control by the individual fluid pressure control unit can be mitigated. In a brake gear given in this paragraph, it is (1). The technical feature of a publication is employable as either a term thru/or (16) terms.

(18) The loading condition detection approach that the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel and the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel detect the loading condition of a car based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in the almost same condition.

(19) said -- a car -- loading -- a condition -- detection -- a front wheel -- a brake cylinder -- fluid pressure -- a rear wheel -- a brake cylinder -- fluid pressure -- beforehand -- setting -- having had -- height -- it is -- a condition -- setting -- carrying out -- having -- (-- 18 --) -- a term -- a publication -- loading -- a condition -- detection -- an approach (claim 4) .

(20) The loading condition detection process that the fluid pressure of the brake cylinder of a front wheel and the fluid pressure of the brake cylinder of a rear wheel detect the loading condition of a car based on the slip condition of a front wheel and the slip condition of a rear wheel in the almost same condition, The fluid pressure control approach including the fluid pressure control process corresponding to the loading condition which controls the fluid pressure of one [at least] brake cylinder of said front wheel and rear wheel based on the loading condition of the car detected in the loading condition detection process.

(21) said -- loading -- a condition -- detection -- a process -- a front wheel -- a brake cylinder -- fluid pressure -- a rear wheel -- a brake cylinder -- fluid pressure -- beforehand -- setting -- having had -- height -- it is -- a condition -- setting -- carrying out -- having -- (-- 20 --) -- a term -- a publication -- fluid pressure -- control -- an approach (claim 5) .

[0004]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the brake gear which is 1 operation gestalt of this invention is explained to a detail based on a drawing. In drawing 1 , 10 is a brake pedal as a brakes operation member, and the brake pedal 10 is connected with the master cylinder 14 through the vacuum booster (it is only hereafter called a booster for short) 12. A master cylinder 14 is a tandem die, and fitting of a serial and the sliding of two pressurization pistons is mutually made possible to housing, thereby, in the front of each pressurization piston, two pressurized rooms carry out mutually-independent, and it is formed. A master cylinder 14 generates mechanically the fluid pressure of height equal to each of two pressurized rooms according to the brakes operation force which is treading strength of a brake pedal 10. The brake gear in this operation gestalt is the thing of a two-line type.

[0005] Although it omits detailed explanation since it is known well, a booster 12 has the negative pressure room connected to the engine surge tank (inspired air flow path of a combustion chamber), and the transformation room made alternatively open for free passage by a negative pressure room and atmospheric air with actuation of a brake pedal 10, by such differential pressure, carries out the emasculation of the operating physical force, and outputs it to a master cylinder 14.

[0006] The brake cylinder 56 which operates the brake 54 of the right-and-left front wheel 52 is connected to one pressurized room of a master cylinder 14, and the brake cylinder 60 which operates the brake 58 of the right-and-left rear wheel 57 is connected to the pressurized room of another side in it. In the fluid pressure network by the side of a front wheel, the master cylinder 14 and the brake cylinder 56

of said right-and-left front wheel 52 are connected by the main liquid path 64. after the main liquid path 64 extends and comes out of a master cylinder 14 -- two forks -- it is branched by the **, and it connects mutually and one basic path 66 and two branching paths 68 are constituted. A pressure control valve 70 is formed in the middle of the basic path 66, and the above-mentioned brake cylinder 56 is connected at the tip of each branching path 68, respectively. The pump path 72 is connected to the part between a pressure control valve 70 and a brake cylinder 56 among the main liquid paths 64, and the pump 74 is formed while being the pump path 72. A pump 74 is driven with a pump motor 76.

[0007] In drawing 2 , a pressure control valve 70 is the thing of the format which controls the free passage condition between a master cylinder 14 and a brake cylinder 56, and controls the differential pressure between these electromagnetic. A pressure control valve 70 contains the coil 84 made to generate the magnetic force which controls relative displacement of housing which is not illustrated, the valve seat 82 to which a valve 80 and it should sit down, and a these valves 80 and a valve seat 82. The valve 80 is made to estrange from a valve seat 82 in the condition (OFF condition) that a coil 84 is not excited and of not acting by the elastic force of a spring 86. Thereby, at the main liquid path 64, the flow of the bidirectional working fluid between a master cylinder side and a brake cylinder side is permitted. If brakes operation is performed, the fluid pressure of a brake cylinder 56 will be changed with the increment in the fluid pressure of a master cylinder 14, and these fluid pressure will serve as the same magnitude. Unless a coil 84 is excited, even if master cylinder fluid pressure, i.e., brake cylinder fluid pressure, becomes high, a valve 80 does not sit down to a valve seat 82. A pressure control valve 70 is a normally open valve.

[0008] On the other hand, in the state of the operation by which a coil 84 is excited (ON condition), an armature 88 is attracted with the magnetic force of a coil 84, and the armature 88 and the valve 80 which moves in one are sat by the valve seat 82. Suction force F1 based on [at this time] the magnetic force of a coil 84 in a valve 80 Differential pressure applied force F2 based on the difference of brake cylinder fluid pressure and master cylinder fluid pressure Elastic force F3 of a spring 86 The sum acts on the reverse sense mutually. Differential pressure applied force F2 based on the difference of brake cylinder fluid pressure and master cylinder fluid pressure It receives and is a suction force F1. It is large, and in the field in which formula $F2 \leq F1 - F3$ are materialized, a valve 80 sits down to a valve seat 82, and the outflow of the working fluid from a brake cylinder 56 is prevented. By supplying a high-pressure working fluid from a pump 74, the fluid pressure of a brake cylinder 56 is increased and it can be made higher than the fluid pressure of a master cylinder 14.

[0009] It follows on the increment in brake cylinder fluid pressure, and is the differential pressure applied force F2. When it becomes large and formula $F2 > F1 - F3$ are materialized, a valve 80 is made to estrange from a valve seat 82. The working fluid of a brake cylinder 56 is returned to a master cylinder 14, and is made to decompress. these formulas -- setting -- elastic force F3 if it ignores -- brake cylinder fluid pressure -- master cylinder fluid pressure -- receiving -- coil suction force F1 a part for the based differential pressure -- it will be controlled by high fluid pressure. Moreover, since the relative position to the valve seat 82 of a valve 80 is also decided by above-mentioned differential pressure applied force, the suction force, and elastic force, it can control the distance between these, i.e., opening, by control of a suction force. In addition, suction force F1 which is magnetic force of a coil 84 Magnitude is designed so that it may change to a linear according to the magnitude of the exciting current I of a coil 84.

[0010] As shown in this pressure control valve 70 at drawing 1 , the bypass path 92 is formed, and the bypass valve 94 is formed as a check valve while being that bypass path 92. Even when the pressure control valve 70 has remained the pressure control valve's 70 having closed by the fluid force produced in the moving-part material in a pressure control valve 70 at the time of treading in of a brake pedal 10, or closing mechanically, the flow of the working fluid which goes to a brake cylinder 56 is secured from a master cylinder 14.

[0011] electromagnetism normally open than a node with the pump path 72 of each branching path 68 to the part by the side of a brake cylinder -- the pressure holding valve 100 which is a closing motion valve is formed. A coil 101 (refer to drawing 3) will be excited, a pressure holding valve 100 will be in a closed state, it is in the condition, a brake cylinder 56, a master cylinder 14, and a pump 74 are

intercepted, and, thereby, brake cylinder fluid pressure is held. The bypass path 102 is connected to each pressure holding valve 100, and the bypass valve 104 for working-fluid return is formed in each bypass path 102 as a check valve. Among each branching path 68, the reservoir path 106 extended and it has resulted [from the part between a pressure holding valve 100 and a brake cylinder 56] in the reservoir 108. each reservoir path 106 -- on the way -- being alike -- normally closed electromagnetism -- the reducing valve 110 which is a closing motion valve is formed. A coil 112 is excited, a pressure reducing pressure control valve 110 will be in an open condition, in the condition, the flow of the working fluid which faces to a reservoir 108 from a brake cylinder 56 is permitted, and brake cylinder fluid pressure is decompressed from it.

[0012] A reservoir 108 holds a working fluid in the bottom of a pressure with the spring as an energization means at the reservoir room formed ahead of the reservoir piston of the fitting while fitting of an airtight and the sliding of a reservoir piston is made possible and it is substantially constituted by housing. The reservoir room is connected to said main liquid path 64 by said pump path 72. The suction valve portion 124 which is a check valve, the discharge valve 126, and the damper 128 grade are prepared in the pump path 72 besides the above-mentioned pump 74. Pulsation of a pump 74 is mitigated by damper room 128 grade.

[0013] The part between the suction valve portion 124 of the pump path 72 and a reservoir 108 is connected to the part between a master cylinder 14 and a pressure control valve 70 by the supply path 130 among the main liquid paths 64. The inflow control valve 132 is formed in the middle of the supply path 130. the inflow control valve 132 -- normally closed electromagnetism -- it is a closing motion valve and is switched to an open condition (supply condition) from a closed state (supply inhibition condition) by exciting a coil 133. The check valve 134 is formed in the part between a node with the supply path 130, and a reservoir 108 among the pump paths 72. When the inflow control valve 132 is in an open condition, this check valve 134 is formed in order that the working fluid of a master cylinder 14 may prevent flowing into a reservoir 108, and while the working fluid from a master cylinder 14 has been high pressure, it will be inhaled by the pump 74. In addition, said reservoir path 106 is connected between the check valves 134 and reservoirs 108 of the pump path 72.

[0014] Thus, a master cylinder 14 is connected to the inlet side of a pump 74 through the supply path 130. It is supplied through the supply path 130, and the working fluid of a master cylinder 14 is pressurized with a pump 74, and is supplied to a brake cylinder 56. If the working fluid of a master cylinder 14 is supplied to a pump 74 when controlling the fluid pressure of a brake cylinder 56 to fluid pressure higher than the fluid pressure of a master cylinder 14, when controlling the fluid pressure of a brake cylinder 56 in the same height, consumption energy in a pump 74 can be lessened as compared with the case where the working fluid of a reservoir is supplied. In addition, about the fluid pressure network by the side of a rear wheel, since it is the same as the configuration of the fluid pressure network by the side of a front wheel, explanation is omitted.

[0015] A pressurizer 150 is constituted by a booster 12, a master cylinder 14, a pressure control valve 70, a pump 74, a pump motor 76, the supply path 130, and inflow control valve 132 grade in this operation gestalt. Boost equipment is constituted by a pressure control valve 70, a pump 74, a pump motor 76, the supply path 130, and inflow control valve 132 grade including the boost equipment with which a pressurizer 150 boosts the output fluid pressure of a master cylinder 14. It changes the inflow control valve 132 into an open condition at the time of actuation of boost equipment. The control valve equipment 152 by the side of a front wheel is constituted by the pressure holding valve 100 and pressure-reducing-pressure-control-valve 110 grade which were prepared corresponding to each of the brake cylinder 56 of the right-and-left front wheel 52, and the control valve equipment 154 by the side of a rear wheel is constituted by the pressure holding valve 100 and pressure-reducing-pressure-control-valve 110 grade which were prepared corresponding to each of the brake cylinder 60 of the right-and-left rear wheel 57.

[0016] In the above, although the hardware configuration of this brake gear was explained next, a software configuration is explained based on drawing 3 . This brake gear is equipped with the fluid pressure control unit 180 which makes a computer a subject. the computer containing CPU182,

ROM184, RAM186, the input section 188, and output section 190 grade is constituted as a subject, the braking-force-distribution control routine expressed with the flow chart of drawing 4, the loading condition judging routine expressed with the flow chart of drawing 5 are memorized by the ROM184, and the fluid pressure control unit 180 is performed, the routine of these each using RAM186 by CPU182.

[0017] The brake switch 200, the master cylinder fluid pressure sensor 202, the wheel speed sensor 204, the front-wheel brake fluid pressure sensor 206, the rear wheel brake fluid pressure sensor 208, the output fluid pressure sensor 210, and the order G sensor 212 grade are connected to the input section 188 of the fluid pressure control device 180. Although the master cylinder fluid pressure sensor 202 detects the fluid pressure of the pressurized room of a master cylinder 14, since master cylinder pressure becomes the height according to the brakes operation force, in this operation gestalt, the brakes operation force is detected based on master cylinder pressure. The output fluid pressure sensor 210 detects the output fluid pressure of a pressurizer 150, and the fluid pressure which applied master cylinder pressure and assist pressure is detected. The wheel speed sensor 204 is formed for every ring, and outputs the wheel speed signal of each ring. A slip condition etc. is searched for based on whenever [wheel speed / of each ring].

[0018] On the other hand, the pump motor 76 is connected to the output section 190 of the fluid pressure control unit 180 through the drive circuit which is not illustrated. A pump motor 76 is controlled according to the control signal from the fluid pressure control unit 180 to a drive circuit. It connects with the output section 190 through the drive circuit at the solenoid 101,112,133 of the solenoid 84 of a pressure control valve 70, a pressure holding valve 100, a reducing valve 110, and the inflow control valve 132. The current according to a command value is supplied to SOLENOID 84 of a pressure control valve 70, and OFF control of the supply current to the solenoid 101,112,133 of a pressure holding valve 100, a reducing valve 110, and the inflow control valve 132 is turned on and carried out.

[0019] The actuation in this brake gear is explained. If a brake pedal 10 is operated, fluid pressure will be generated by the master cylinder 14 in connection with it, and brakes 54 and 58 will be operated by the fluid pressure of the working fluid of the master cylinder 14. When the conditions beforehand defined during brake actuation are fulfilled, brake assistant control is performed by control of a pressure control valve 70. Only differential pressure [fluid pressure / brake / fluid pressure / of a master cylinder 14] according to the supply current to a pressure control valve 70 is made high. It sets in this operation gestalt and is target fluid pressure PA^* of a pressurizer 150. It is decided that it will be the magnitude from which the brakes operation force, i.e., the deceleration according to master cylinder pressure, is acquired, and the output fluid pressure of the actual pressurizer 150 is target fluid pressure PA^* . The amount of currents supplied to the solenoid 84 of a pressure control valve 70 is determined so that it may approach. Assist pressure becomes large with the increment in the amount of supply current to a solenoid 84, and the fluid pressure of the pressurizer 150 when master cylinder pressure is the same becomes high. In addition, in this operation gestalt, in brake assistant control, it is with a front-wheel and rear wheel side, and the supply current to a pressure control valve 70 is made the same.

[0020] In this operation gestalt, brake assistant control is performed based on a loading condition. The initiation stage of brake assistant control is determined based on a loading condition. When it is in a constant loading condition, it is started from the condition (condition that master cylinder pressure is smaller) that the brakes operation force is smaller than the case where it is presupposed that it is in a light load condition. In this operation gestalt when it is in a constant loading condition, it is master ** PM. It is started from the condition of having reached assistant control ***** PMth (it only being hereafter called ***** PMth for short), and when it is in a light load condition, it is started from the earlier one of the cases where the case where a booster 12 reaches an emasculation limitation, and an order damping force proportioning control are started. Hereafter, in being in a light load condition, before a booster 12 reaches an emasculation limitation, it explains as a premise that an order damping force proportioning control is started. Moreover, target fluid pressure PA^* of a pressurizer 150 It is determined based on a loading condition. It is determined that assist pressure when the brakes operation force is the same than the case where it is presupposed that the direction when it is presupposed that it is

in a constant loading condition is in a light load condition will become large.

[0021] Furthermore, an order damping force proportioning control is performed. The brake fluid pressure of a rear wheel 57 is controlled to the brake fluid pressure of a front wheel 52, by it, a front wheel 52 and a rear wheel 57 can be in a lock condition at coincidence, and damping force which a car receives from a road surface can be made into max. In this operation gestalt, since the pressure holding valve 100 by the side of a front wheel is maintained at an open condition to the brake fluid pressure of a rear wheel 57 being controlled by closing motion control of the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel, and a pressure reducing pressure control valve 110 to the output fluid pressure of a pressurizer 150, let brake fluid pressure of a front wheel 52 be the almost same height as the output fluid pressure of a pressurizer 150. Consequently, the brake fluid pressure of a rear wheel 57 will be controlled to the brake fluid pressure of a front wheel. The brake fluid pressure of a rear wheel 57 is controlled to approach whenever [target wheel speed / it is decided based on whenever / wheel speed / of a front wheel 52 / that whenever / wheel speed / of a rear wheel 57 / will be].

[0022] An order damping force proportioning control is started when actual car deceleration reaches the control initiation G, but the control initiation G (the so-called breaking point) is determined as the deceleration corresponding to the intersection of a real braking-force-distribution line and an ideal braking-force-distribution line, also when it is in a constant loading condition and is in a light load condition, as shown in drawing 11 . It is for making it the ratio of actual rear wheel damping force not become larger than the ratio of the rear wheel damping force expressed with an ideal braking-force-distribution line. When it is in a constant loading condition, it is the control initiation GH. When it was carried out and is in a light load condition, it is the control initiation GH. Small control initiation GL It is carried out.

[0023] In this operation gestalt, above-mentioned brake assistant control and an order damping force proportioning control are performed in parallel. When it is in a light load condition, brake assistant control (control of the supply current to a pressure control valve 70) is started with initiation of an order damping force proportioning control. Moreover, it is carried out so that the relation between an operator's amount of brakes operation and deceleration may become fixed before and behind an order damping force proportioning control. Target fluid pressure PA^* which the actual output fluid pressure of a pressurizer 150 shows to drawing 7 in brake assistant control The supply current to a pressure control valve 70 is controlled to approach.

[0024] As shown in drawing 7 , it is target fluid pressure PA^* . It asks according to formula $PA^* = \alpha(PM - PMS) + PMS$. Here, α is target fluid pressure PA^* to change of the brakes operation force. The time [PMS / the control initiation GL] of being change inclination and an order damping force proportioning control being started, i.e., Order G is, It is master ** at the time of reaching. Moreover, assist pressure ΔPA^* in this case It is expressed with formula $\Delta PA^* = PA^* - PM$, and the supply current I to a pressure control valve 70 is determined so that this assist pressure may be obtained.

[0025] When it is in a constant loading condition, for brake assistant control, master cylinder pressure is ***** PMth. It is started when it reaches. Target fluid pressure PA^* of a pressurizer 150 In this operation gestalt, as shown in drawing 8 , it is determined. Target fluid pressure PA^* It asks according to a formula which is different in the back before an order damping force proportioning control is started, and it is determined that assist pressure will become large after order damping force proportioning-control initiation as compared with initiation before. Target fluid pressure PA^* [here as opposed to the change inclination of the brakes operation force] Change inclination is made larger than initiation before after initiation of an order damping force proportioning control (change inclination $\gamma > \text{change inclination } \beta$). It sets, before starting an order damping force proportioning control, and it is target fluid pressure PA^* . It asks according to formula $PA^* = \beta(PM - PMth) + PMth$. Here, it is ***** PMth. It is master ** at the time of assistant control being started, and is the same value as the loading condition seal constant pressure PMths (the seal constant pressure PMths is only called hereafter) in case a loading condition is judged in this operation gestalt. Moreover, assist pressure ΔPA^* in this case Like an above-mentioned case, it asks according to formula $\Delta PA^* = PA^* - PM$, and the supply current I to a pressure control valve 70 is determined so that this assist pressure may be

obtained. It sets, after an order damping force proportioning control is started, and it is target fluid pressure PA^* . It asks according to formula $PA^* = \gamma(PM - PMS') + PAS'$. Here, PMS' is master ** at the time of an order damping force proportioning control being started, and PAS' is the output fluid pressure of the pressurizer 150 at the time of the order damping force proportioning control being started, and it can ask for it according to formula $PAS' = \beta(PM - PMth) + PMth$. In this case, master ** PM It is fluid pressure PMS' . Moreover, assist pressure is called for like an above-mentioned case according to formula $\Delta PA^* = PA^* - PM$.

[0026] In this operation gestalt, it is judged whether the loading condition of a car is in a constant loading condition or it is in a light load condition. In each of a constant loading condition and a light load condition, changing, as the slip ratio of each wheel is shown in drawing 10 with change of master ** is known. It is judged using this whether it is in a constant loading condition or it is in a light load condition, and when the conditions shown in drawing 6 are fulfilled, it is supposed that it is in a constant loading condition. Moreover, as shown in drawing 10, in order to judge whether it is in a constant loading condition, or it is in a light load condition based on whether the conditions shown in drawing 6 are fulfilled, it is desirable to judge, when master ** is to some extent large, and a judgment is performed as mentioned above in this operation gestalt based on a slip condition in case master ** is the seal constant pressure $PMth$ s.

[0027] As shown in drawing 10, it is master ** PM. Each slip ratio SF of the front wheel 52 when it is the seal constant pressure $PMth$ s, namely, in case both the fluid pressure of the brake cylinder 56 of a front wheel 52 and the fluid pressure of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 are the seal constant pressures $PMth$ s, and a rear wheel 57, and SR The direction in a constant loading condition is smaller than the case in a light load condition. Therefore, slip ratio SR of a rear wheel 57 Forward judgment threshold $\alpha 1$ When small, it is slip ratio SF of a front wheel 52. Forward judgment threshold $\alpha 2$ It is a small case and is slip ratio SR of a rear wheel 57. Slip ratio SF of a front wheel 52 Judgment threshold $\alpha 3$ forward in the receiving ratio (SR/SF) When small, suppose that it is in a constant loading condition. Moreover, the product of the ratio reference value (VWRO/VWFO) over whenever [criteria wheel speed / of the front wheel to whenever / criteria wheel speed / of a rear wheel] and the ratio (VWF/VWR) of whenever [wheel speed / of the rear wheel to whenever / wheel speed / of a front wheel] is the judgment threshold $\alpha 4$. Also when small, it can judge with it being in a constant loading condition. When it is in a constant loading condition, although the load which joins each wheel becomes large, usually the center of gravity of a car moves from the case where it is in a light load condition to a rear wheel side. Consequently, it becomes larger than the augend of the load by which the augend of a load which joins a rear wheel joins a front wheel, and the ratio (SR/SF) of the slip ratio of the rear wheel to the slip ratio of the front wheel in the case of being in a constant loading condition becomes smaller than the above-mentioned ratio in a light load condition. Whenever [criteria wheel speed] is whenever [wheel speed / when the slip has not arisen], and can make small change of whenever [accompanying deformation of a tire / wheel speed] in consideration of the deformation condition of the tire accompanying a slip by taking a ratio reference value into consideration. It becomes possible to detect the ratio of whenever [wheel speed / when the slip has arisen] with a sufficient precision.

[0028] It sets to the flow chart showing the loading condition judging program of drawing 5, and is step S1 (it only expresses with "S1" hereafter.). It is judged whether it sets to suppose that the same is said of other steps, and a brake pedal 10 is operating it. When it is [un-] under actuation, a loading status flag is reset in S2. In this operation gestalt, it is set when it is in a constant loading condition, and when it is in a light load condition, it is maintained at a reset condition. When it is during brakes operation, in S3, it is judged whether master ** is the seal constant pressure $PMth$ s mostly. When it is the seal constant pressure $PMth$ s mostly, a judgment serves as YE, the operation of each formula of drawing 6 is performed in S4, and it is judged in S5 whether constant loading conditions are fulfilled. When constant loading conditions are fulfilled, it is supposed that it is in a constant loading condition in S6, and a flag is set. When constant loading conditions are not fulfilled, it is supposed that it is in a light load condition in S7, and a flag is maintained at a reset condition. In addition, ***** $PMth$ It is not indispensable to

set the seal constant pressure PMths as the same value, and the seal constant pressure PMths can detect a loading condition, and it is ***** PMth. What is necessary is just the following values.

[0029] Moreover, brake assistant control and an order damping force proportioning control are performed in parallel. In the flow chart showing the drawing 4 order braking-force-distribution control program, it is judged in S21 whether it is in a constant loading condition. Although it is supposed that it is in a constant loading condition and S22 or subsequent ones are performed when a flag is in a set condition, when a flag is in a reset condition, it is supposed that it is in a light load condition, and S30 or subsequent ones are performed. Master ** is ***** PMth, although the judgment of a loading condition may not be performed when a flag is in a reset condition. It is small and Deceleration G is the light load tense initiation GL. When small, the judgment in S30 surely serves as NO, and neither control of a pressurizer 150 nor control of a pressure holding valve 100 and a reducing valve 110 is performed accidentally [be / it / in a light load condition].

[0030] In being in a constant loading condition, it sets to S22, and master ** is ***** PMth. It is judged whether it is above. ***** PMth When it is the following, neither a pressurizer 150 nor control valve equipment 150,152 is controlled. A brake assistant control or order damping force proportioning control is not performed, either. ***** PMth In being above, it sets to S23, and Order G is the constant loading tense initiation GH. It is judged whether it reached or not. Constant loading tense initiation GH Before reaching, only brake assistant control is performed in S24-26. the case where it is in a constant loading condition -- setting -- ***** of brake assistant control -- pressure PMth it is . Although the inflow control valve 132 is switched to an open condition, the working fluid of a master cylinder 14 is pumped up with a pump 74, it is pressurized and brake cylinders 56 and 60 are supplied, the fluid pressure of brake cylinders 56 and 60 is controlled by control of a pressure control valve 70. In this case, a pressure holding valve 100 is maintained at a front-wheel side by the open condition at a rear wheel side. The brake cylinder 56 of a front wheel 52 and the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 are controlled by the almost same height as the output fluid pressure of a pressurizer 150. Target fluid pressure PA * of a pressurizer 150 As mentioned above, as the continuous line of drawing 8 shows, it is determined, and according to it, the supply current to the solenoid 84 of a pressure control valve 70 is determined.

[0031] Order G is the constant loading tense initiation GH. If it reaches, the judgment in S23 will serve as YES, and both assistant control and an order damping force proportioning control will be performed in S27-29. The assist pressure by brake assistant control is increased with initiation of order braking-force-distribution control, and it is target fluid pressure PA * of a pressurizer 150. Being expressed with the two-dot chain line of drawing 8 is determined. Moreover, closing motion control of a pressure holding valve 100 and the reducing valve 110 is carried out so that it may become whenever [target / for whenever / wheel speed / of a rear wheel 57 / to have been determined as the rear wheel side based on whenever / wheel speed / of a front wheel 52 / wheel speed]. For example, while it is decided according to the table which was memorized by ROM184 and which is not illustrated based on the change condition of the deflection of whenever [target wheel speed], and whenever [actual wheel speed], and deflection etc. that they will be boost mode, reduced pressure mode, or a hold mode, a duty control ratio is determined and the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel and a reducing valve 110 are controlled according to it. The fluid pressure of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 is controlled to the fluid pressure of the brake cylinder 56 of a front wheel 52, and whenever [wheel speed / of a rear wheel 57] is brought close to whenever [target wheel speed].

[0032] To it in being in a light load condition, it sets to S30, and Order G is the light load tense initiation GL. It is judged whether it reached or not. Light load tense initiation GL Assistant control is not performed before reaching. Light load tense initiation GL If it reaches, the judgment in S30 will serve as YES, and assistant control will be started with initiation of an order damping force proportioning control. As S31 is shown in drawing 7 , it is target fluid pressure PA * of a pressurizer 150. It is determined and the supply current to a pressure control valve 70 is determined in S32 according to it. Moreover, the command which switches the inflow control valve 132 to an open condition in S33 is outputted, and closing motion control of the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel and a

reducing valve 110 is performed in S34.

[0033] The change condition of the car deceleration accompanying change of the brakes operation force when control is performed as mentioned above is shown in drawing 9. As shown in drawing 9, when it is in a constant loading condition, assistant control is started from the condition which is not so large. Therefore, the difference of the relation of the operator's amount of brakes operation and deceleration in the case of being in the case where it is in a constant loading condition, and a light load condition can be made small. Moreover, after an order damping force proportioning control is started, before starting an order damping force proportioning control, the output fluid pressure of a pressurizer 150 is increased. Change of the relation of the above-mentioned amount of brakes operation and deceleration before and after order braking-force-distribution control can be made small, and an operator's sense of incongruity can be mitigated. Moreover, to be shown in drawing, it is controllable so that the relation of the brakes operation force and deceleration by the operator before and after performing order braking-force-distribution control, i.e., effectiveness, is fixed (relation from which deceleration's changes to a linear with change of the brakes operation force). Furthermore, the relation between the brakes operation force and deceleration can be prevented from changing a lot according to a loading condition. Since brake assistant control and an order damping force proportioning control are performed based on a loading condition, the difference of the relation of the brakes operation force and deceleration resulting from loading conditions differing can be made small.

[0034] As mentioned above, in this operation gestalt, a pressurizer control device is constituted by S22-28 of a braking-force-distribution program before and after expressing with the flow chart of drawing 4 of the fluid pressure control device 180, the part which memorizes 30-32, the part to perform, and an individual fluid pressure control device is constituted by S23, the part which memorizes 29 and 34, the part to perform. Moreover, loading condition detection equipment is constituted by the part which memorizes the loading condition detection program expressed with the flow chart of drawing 5 of the fluid pressure control device 180, the part to perform. By performing a loading condition detection program, the fluid pressure control approach will be enforced by enforcing the loading condition detection approach and performing an order damping force proportioning-control program based on the detected loading condition.

[0035] In addition, after taking into consideration reduced pressure of the brake fluid pressure of the rear wheel 57 with which a pressurizer 150 originates in order braking-force-distribution control in brake assistant control in the above-mentioned operation gestalt Although it is made to be carried out in closing motion control of the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel, and a reducing valve 110 so that it may be controlled based on the demand damping force and the loading condition which an operator demands and whenever [target wheel speed / it is decided based on whenever / wheel speed / of a front wheel 52 / that whenever / wheel speed / of a rear wheel 57 / will be] may be approached in an order damping force proportioning control The mode of brake assistant control or an order damping force proportioning control is not restricted to it in the above-mentioned operation gestalt. For example, closing motion control of the pressure holding valve 100 by the side of a pressurizer 150 and a rear wheel and a reducing valve 110 can be performed for the fluid pressure of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57, and the fluid pressure of the brake cylinder 56 of a front wheel 52 like [it is close to target fluid pressure, and], respectively. Fluid pressure PF of the brake cylinder 56 of the ideal braking-force-distribution line of the order G at the time, and drawing 11 to the front wheel 52 Receiving fluid pressure PR of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 The desired value K of a ratio (PR/PF) is determined. For example, when it is in a light load condition, the desired value K of the ratio in the case of being Deceleration Gn turns into a value (PRn/PFn). Moreover, the target fluid pressure (it is the same as the target fluid pressure of the brake cylinder 58 of a front wheel 52) of a pressurizer 150 is determined so that target deceleration decided based on an operator's brakes operation force may be realized. And if based on the target fluid pressure of these pressurizers 150, and the desired value K of a ratio, the target fluid pressure of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 can be determined. For example, it is made it to be determined for that formula $K=PR/PFPR+PF=P(Fs)$ is filled. It is the fluid pressure corresponding to damping force required since target deceleration it is decided based on an

operator's brakes operation force that P (Fs) will be can be realized here.

[0036] Moreover, the supply current to a pressure control valve 70 is also controllable so that the actual deceleration detected by the order G sensor 210 approaches target deceleration. While being controlled so that whenever [wheel speed / of a rear wheel 57] approaches whenever [target wheel speed] in an order damping force proportioning control by closing motion control of the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel, and a reducing valve 110, it is made to be controlled in brake assistant control, so that deceleration with the actual supply current to a pressure control valve 70 approaches target deceleration. In this case, the control which combined the feedforward control by target fluid pressure and the feedback control based on the deflection of actual deceleration and target deceleration is able to be made to be performed.

[0037] Furthermore, order braking-force-distribution control can be performed from the time of brakes operation initiation. The closing motion control of the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel and the source 110 of reduced pressure is made to be carried out so that the ratio of the fluid pressure of the brake cylinder 56 of a front wheel 52 and the fluid pressure of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 may approach the ratio expressed with an ideal braking-force-distribution line. In this case, brake assistant control may also be made to be started from the time of brakes operation initiation. Moreover, brake assistant control is not started with initiation of order braking-force-distribution control, but brake assistant control can be started in front for a while rather than order braking-force-distribution control is started. If it does in this way, a transitional change of the relation of the amount of brakes operation and deceleration by the operator at the time of initiation of order braking-force-distribution control can also be controlled. For example, the actual condition order G of a car is the control initiation G1. Brake assistant control is started from the time of approaching beyond the set point. Furthermore, when it is in a constant loading condition, before an order damping force proportioning control is started, the target fluid pressure of a pressurizer 150 can be determined as the magnitude expressed with the two-dot chain line of drawing 8.

[0038] Moreover, in a light load condition, it is not indispensable that brake assistant control and an order damping force proportioning control are started by coincidence. Assistant control may be made to be started regardless of an order damping force proportioning control, when an assistant control start condition is filled. Furthermore, in the above-mentioned operation gestalt, although the case where order braking-force-distribution control and brake assistant control were performed in parallel was explained, right-and-left braking-force-distribution control, vehicle stability control under braking, etc. and brake assistant control can be performed in parallel. also in these control, although the fluid pressure of each wheel of front and rear, right and left is controlled separately, respectively, brake assistant control is made to be performed so that change of effectiveness may be controlled by the initiation order of the control.

[0039] Moreover, in the above-mentioned operation gestalt, when it was in a light load condition, the case where order braking-force-distribution control was performed in front of the emasculation limitation of a booster 12 was explained, but after a booster 12 reaches an emasculation limitation, the same is said of the case where order braking-force-distribution control is started. Like the case in a constant loading condition, in this case, the target fluid pressure of a pressurizer 150 It is increased, before starting after an order damping force proportioning control is started. It is controlled before and behind an emasculation limitation by the height to which the difference of the relation of the brakes operation force and deceleration before and after order braking-force-distribution control becomes small, and an operator's sense of incongruity can be mitigated by it.

[0040] Furthermore, about the detection approach of a loading condition, it does not restrict to it in the above-mentioned operation gestalt. It is not limited to the constant loading conditions which drawing 6 shows, but can also consider as other conditions. For example, there is not necessarily no need of taking deformation of a tire into consideration. moreover, a loading condition -- more than a three-stage -- or it is also continuously detectable. When detected continuously, ***** of the change inclination at the time of determining ***** of assistant control and the target fluid pressure of a pressurizer 150 and an order damping force proportioning control etc. can also be continuously determined based on a loading

condition.

[0041] Furthermore, about a brake circuit, it does not restrict to it in the above-mentioned operation gestalt. For example, it can also consider as X piping instead of order piping. In this case, the brake cylinder of a forward left ring and the brake cylinder of a right rear ring will be connected to one pressurized room of a master cylinder 14, and the brake cylinder of a forward right ring and the brake cylinder of a left rear ring will be connected to the pressurized room of another side. Moreover, it can also consider as the fluid pressure control valve which produces the fluid pressure difference according to supply current instead of the closing motion valve made to open and close a pressure holding valve 100 and a reducing valve 110 by ON/OFF of supply current.

[0042] Furthermore, the structure of a pressurizer 150 is not restricted to it in the above-mentioned operation gestalt, either. Not the thing containing boost equipment but a fluid pressure control booster shall be included. This example is shown in drawing 12. In this brake gear, the fluid pressure of the back pressurized room 308 behind the pressurization piston 306 of a master cylinder 302 is controlled by control of pumping plant 304 for a pressurizer 300 including a master cylinder 302, a booster 12, and pumping plant 304, and the electromagnetic-control type fluid pressure booster 310 is constituted by pumping plant 304 and back pressurized-room 308 grade. Pumping plant 304 pressurizes the working fluid of a reservoir 312, is equipment supplied to the back liquid pressure chamber 308, and contains a pump 314, a pump motor 315, and pressure-control-valve 316 grade. The output fluid pressure of pumping plant 304 and the fluid pressure of the working fluid supplied to the back pressurized room 308 are controlled by control of the supply current to a pressure control valve 316. Both the output of a booster 12 and the driving force according to the fluid pressure of the back pressurized room 308 are applied to the pressurization piston 306 of a master cylinder 302, and the fluid pressure according to the force of these sums is generated by the front pressurized room 318. The fluid pressure of the front pressurized room 318 is the fluid pressure of a pressurizer 300.

[0043] The output fluid pressure of a pressurizer 300 is controlled by control of a pressure control valve 316 in this operation gestalt. The fluid pressure of the back pressurized room 308 can be increased with the increment in the supply current to a pressure control valve 316, and the output fluid pressure of the pressurizer 300 when the brakes operation force is the same can be made to increase. In an order damping force proportioning control, the fluid pressure of the brake cylinder 60 of a rear wheel 57 is controlled by control of the pressure holding valve 100 by the side of a rear wheel, and a pressure reducing pressure control valve 110 to the output fluid pressure of a pressurizer 300, and is controlled to the fluid pressure of the brake cylinder 56 of a front wheel 52. If brake assistant control and an order damping force proportioning control are performed in parallel, the sense of incongruity of the operator before and behind an order damping force proportioning control is mitigable.

[0044] In addition, it can carry out in the mode which performed various modification and amelioration to the term of [Object of the Invention, a technical-problem solution means, and effectiveness] based on the knowledge of these contractors including the mode of a publication.

[Translation done.]

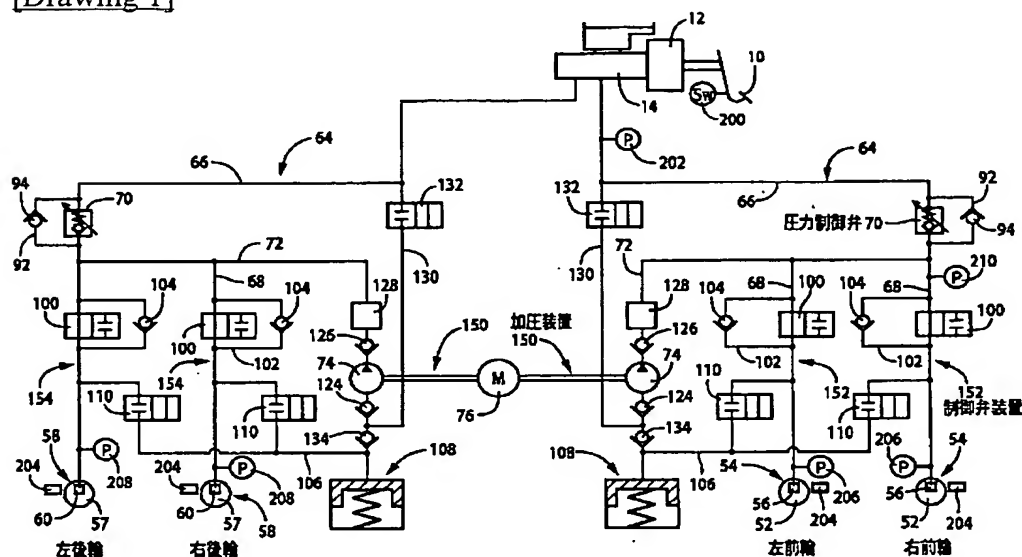
* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

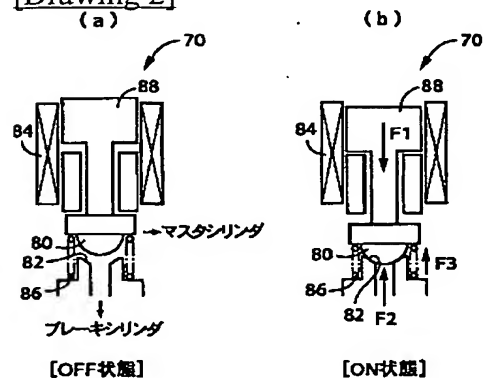
- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

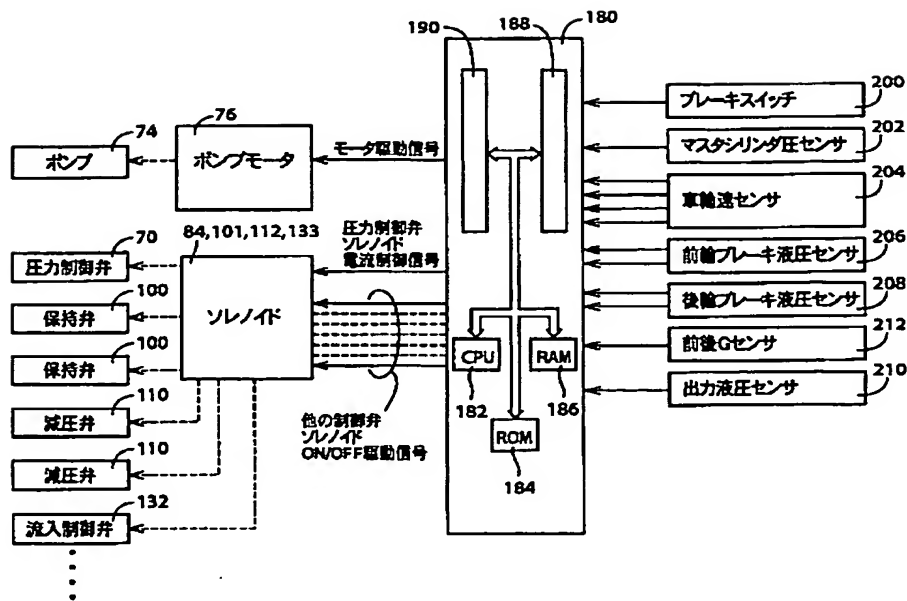
[Drawing 1]



[Drawing 2]

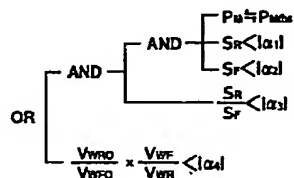


[Drawing 3]

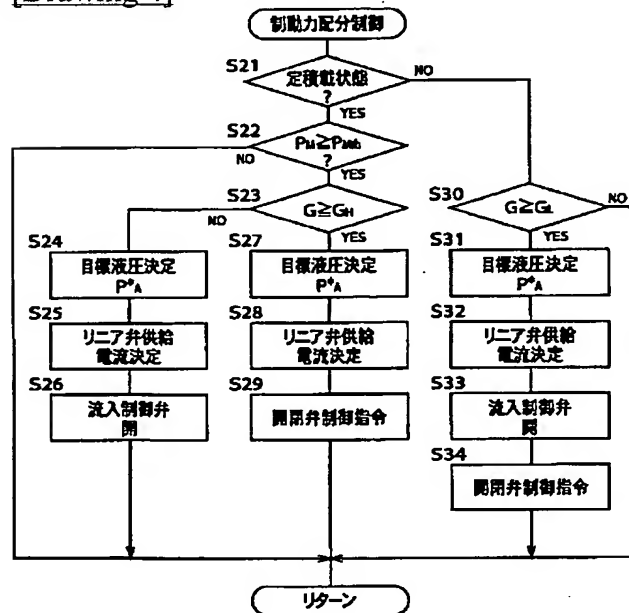


[Drawing 6]

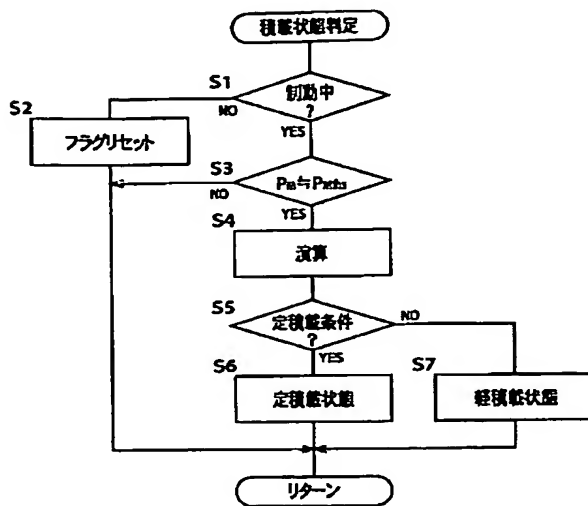
定積載条件



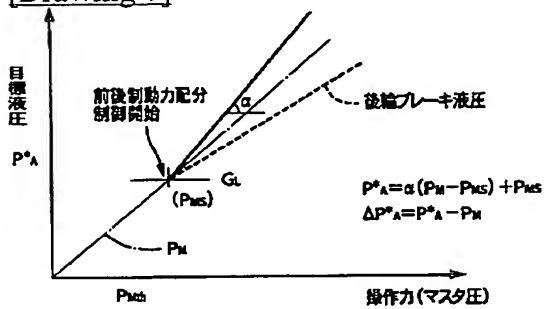
[Drawing 4]



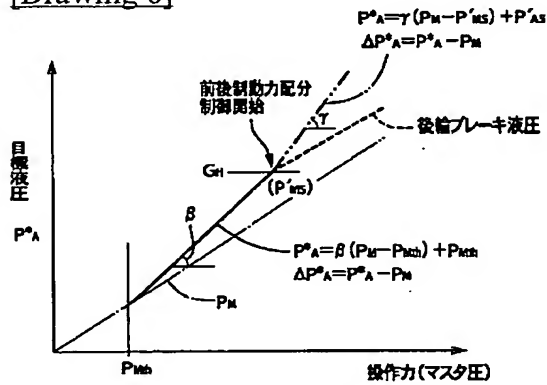
[Drawing 5]



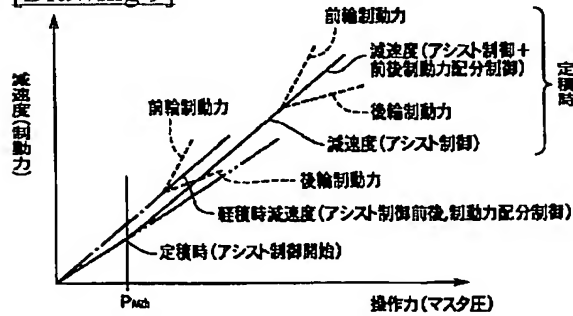
[Drawing 7]



[Drawing 8]



[Drawing 9]



[Translation done.]